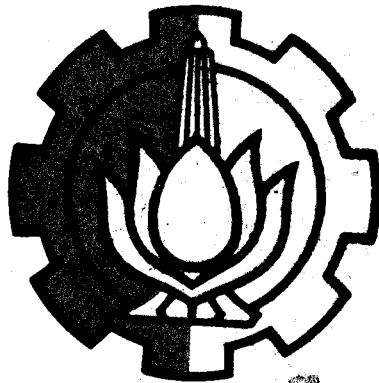


3100096008067

TUGAS AKHIR
NE 1701

**ANALISA PERENCANAAN CENTRAL COOLER
TYPE SHELL AND TUBE DENGAN METODE INTEGRAL
PADA MOTOR DIESEL MAN B&W L 35 MC**



RShe
623.872 36
Pra
2-1
1995

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	22 November
Terima Oleh	H
No. Agenda Dep	502

Oleh


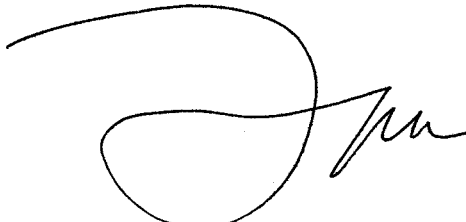
RUDI PRABOWO
NRP : 4884200190

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1995**

TUGAS AKHIR
NE 1701

**ANALISA PERENCANAAN CENTRAL COOLER
TYPE SHELL AND TUBE DENGAN METODE INTEGRAL
PADA MOTOR DIESEL MAN B&W L 35 MC**

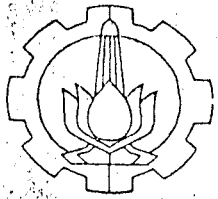
**Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing**



Ir. Aguk Zuhdy MF, M.Eng
NIP. 131 646 637

DR. Ir. A.A. Masroeri, M.Eng
NIP. 131 407 591

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1995**



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274 Psw. 262, 5948757, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Nama : RUDI PRABOWO NRP : 4884200190
Tahap : SARJANA Tahun Kuliah : 1994/1995
Tgl. diberikan Tugas : 20 Sept. 1994 Tgl. diselesaikan Tugas : 18 Maret 1995

Data-data untuk Tugas :

1. Type Kapal : General Cargo 2. Kecepatan : 12 knots
3. Radius Pelayaran : Surabaya - Singapura
4. Data-data lainnya : Lca = 91,66 m Lwl = 86 m Lpp = 84,34 m
Bmld = 14 m Hmld = 6,35 m Cb = 0,7

JENIS TUGAS :

A. Perancangan Kamar Mesin/Sistem Perpipaan :

I. Tugas Wajib

1. Sistem Pipa kapal (Ship board systems)
 - 1.1. Sistem pipa ballast
 - 1.2. Sistem pipa bilga
 - 1.3. Sistem pipa sanitasi
 - 1.4. Sistem pipa kebakaran
2. Sistem pipa mesin (Propulsion systems)
 - 2.1. Sistem pipa bahan bakar
 - 2.2. Sistem pipa pelumas
 - 2.3. Sistem pipa pendingin
 - 2.4. Sistem pipa udara tekanan tinggi
3. Perhitungan daya motor dan gambar tata letak kamar mesin (lay-out)
 - 3.1. Motor induk
 - 3.2. Motor bantu
 - 3.3. Tata letak kamar mesin.

II. Tugas Tambahan (pilihlah satu)

1. Sistem pipa khusus :
 - 1.1.
2. Gambar Isometric untuk sistem pipa
 - 2.1. Pendingin

B. Karya Tulis (Skripsi) :

**ANALISA PERENCANAAN CENTRAL COOLER TYPE SHELL AND TUBE
DENGAN METODE INTEGRAL PADA MOTOR DIESEL MAN B&W 4 L 35 MCE**

Dosen Pembimbing,

Mahasiswa

Surabaya, 15 Desember 1994
Kajur,

Ir. A.A. Masroeri, Ph.D.

Rudi Prabowo

Ir. Moch. Orianto BSE, MSc
NIP : 130 786 955

NIP : 131 407 591

ABSTRAK

Perancangan penukar panas jenis shell and tube dapat diselesaikan dengan berbagai metode. Metode-metode tersebut dapat dikelompokkan menjadi metode integral dan metode analisa aliran.

Metode integral bertumpu pada pertimbangan aliran total yang efektif melalui pintu-pintu sekat dan hanya memperkenalkan faktor-faktor koreksi yang sederhana akibat geometri pipa-pipa. Persamaan perhitungan mudah untuk dimengerti sehingga penyelesaian secara manual dapat dilakukan.

Berdasarkan kemudahan tersebut maka metode integral penulis pilih untuk merencanakan central cooler untuk mesin MAN L 35 MC. Perancangan cooler yang optimum ditentukan oleh tiga faktor yaitu koefisien perpindahan panas, penurunan tekanan dan tahanan pengotoran yang terjadi.

Koefisien perpindahan panas diupayakan setinggi-tingginya sehingga diperoleh luas permukaan yang sekecil-kecilnya. Namun peningkatan koefisien perpindahan panas ini diikuti oleh peningkatan penurunan tekanan. Rancangan yang optimum harus memenuhi persyaratan yaitu tekanan maksimum dan juga faktor kekotoran yang diijinkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, puji syukur kami panjatkan ke hadirat Allah swt, karena hanya atas berkat rahmatNya saja penulis dapat menyelesaikan pada akhirnya kami dapat menyelesaikan Tugas Akhir berjudul " *Analisa Perencanaan Central Cooler Type Shell and Tube dengan Metode Integral pada Motor Diesel MAN L35MCE* ".

Tugas Akhir ini merupakan beban studi yang harus ditempuh oleh setiap mahasiswa sebagai salah satu dari dua jenis Tugas Akhir yang merupakan syarat untuk mencapai gelar kesarjanaan pada jurusan Teknik Permesinan Kapal, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini penulis banyak mendapat bantuan baik material dan moril dari berbagai pihak. Atas bantuannya kami menyapaikan rasa hormat dan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Tondohartono Santoso, selaku Dekan Fakultas Teknologi Kelautan, ITS.
2. Bapak Ir. M. Orianto BSE, Msc selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, ITS.
3. Bapak Dr. Ir. A.A. Masroeri, Eng, selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir.
4. Bapak Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng, selaku Asisten Dosen

Pembimbing Tugas Akhir.

5. Bapak Ir. Sardono Sarwito selaku Dosen Wali.
6. Bapak-bapak Dosen di lingkungan Fakultas Teknologi Kelautan, ITS.
7. Segenap Karyawan di lingkungan Fakultas Teknologi Kelautan, ITS.
8. Rekan-rekan di jurusan Teknik Permesinan Kapal yang telah membantu selesainya Tugas Akhir ini.
9. Rekan-rekan semuanya yang telah membantu dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
10. Kepada Orang tua dan keluarga di rumah.
11. Kepada dik Eka Lestari Indriati yang telah memberikan dorongan semangat untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
10. Berbagai pihak yang membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini yang tidak dapat kami sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penulisan Tugas Akhir ini. Kritik dan saran membangun sangat penulis harapkan. Akhirnya semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua.

Surabaya, Juli 1995

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN

LEMBAR SURAT TUGAS

ABSTRAK

KATA PENGANTAR i

DAFTAR ISI iii

DAFTAR NOTASI v

BAB I PENDAHULUAN 1

BAB II TINJAUAN PUSTAKA 2

BAB III TINJAUAN UMUM PENUKAR PANAS

TYPE SHELL AND TUBE

3.1. Pengertian Penukar Panas 10

3.2. Klasifikasi Penukar Panas 11

3.3. Penukar Panas Shell and Tube 14

3.4. Bentuk Alat Penukar Panas Type Shell and Tube . 21

BAB IV DASAR TEORI

4.1. Balans Energi 27

4.2. Mean Temperature Different 28

4.3. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh 30

4.3.1. Koefisien film dalam tabung 32

4.3.2. Koefisien film luar tabung 33

4.4. Luas Permukaan Perpindahan Panas 35

4.5. Penurunan Tekanan 36

4.5.1. Penurunan tekanan di shell 36

4.5.2. Penurunan tekanan di tube	37
4.6. Faktor Pengotoran	38
BAB V PEMBAHASAN MASALAH	
5.1. Keseimbangan Panas	40
5.2. Property (Sifat-sifat) Fluida	42
5.2.1. Property air tawar	42
5.2.2. Property air laut	43
5.3. Mean Temperature Different	44
5.4. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh	45
5.4.1. Koefisien perpindahan panas desain	45
5.4.2. Koefisien film air tawar (shell)	47
5.4.3. Koefisien film air laut (tube)	50
5.4.4. Koefisien perpindhan panas menyeluruh bersih	52
5.5. Penurunan Tekanan Sisi Tube.....	56
5.6. Penurunan Tekanan Sisi Shell	58
5.7. Tahanan Pengotoran	60
BAB VI ANALISA DAN PEMBAHASAN HASIL PERHITUNGAN	
6.1. Trial 1	64
6.2. Trial 2	64
6.3. Trial 2	65
6.4. Pembahasan	66
BAB VI KESIMPULAN	68

DAFTAR NOTASI

A	luas permukaan perpindahan panas, ft^2
A_o	luas permukaan tabung pada diameter luar, in^2
A_i	luas permukaan tabung pada diameter dalam, in^2
a	luas bagian dalam tabung, in^2
a'_t	luas permukaan luar perpindahan panas tabung tiap satuan panjang, ft^2/ft
B	jarak baffle, in
C	konstanta pitch
C	window opening fraction berdasarkan luas bebas
C_p	panas spesifik, $\text{Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$
C_{ph}	panas spesifik fluida panas (air tawar), $\text{Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$
C_{pc}	panas spesifik fluida dingin (air laut), $\text{Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$
D_o	diameter luar tabung, in
D_i	diameter dalam tabung, in
d_s	diameter dalam shell, in
ΔP	penurunan tekanan, psi
ΔP_f	penurunan tekanan karena adanya gaya gesekan dalam tube, psi
ΔP_{to}	penurunan tekanan karena pintu masuk dan keluar, psi
ΔP_x	penurunan tekanan karena aliran melintang di dalam shell, psi
ΔP_L	penurunan tekanan karena adanya aliran memanjang di dalam shell, psi
f	faktor gesekan

g	gaya gravitasi, ft/sec^2
G	kecepatan massa aliran (air laut), $\text{lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$
G_E	kecepatan massa aliran rata-rata di shell, $\text{lb}/(\text{hr})(\text{ft}^2)$
g_x	kecepatan massa melintang, $\text{lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$
g_L	kecepatan massa memanjang, $\text{lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$
h_i	koefisien film dalam tabung, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$
h_o	koefisien film luar tabung, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$
k	konduktivitas thermal fluid, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})$
L	panjang tabung, ft
LMTD	perbedaan temperatur rata-rata logaritmik, $^\circ\text{F}$
μ	viskositas kinematis fluida, $\text{lb}/(\text{ft})(\text{hr})$
μ_w	viskositas kinematis fluida pada dinding tabung, $\text{lb}/(\text{ft})(\text{hr})$
n	laluhan tube
N	jumlah tabung dalam shell
N	jumlah baris melintang di tabung
P	pitch, in
Q	laju aliran panas, Btu/hr
R_d	tahanan pengotoran, $(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$
Re	bilangan Reynold
ρ	massa jenis fluida,
t_1	temperatur masuk fluida dingin (air laut), $^\circ\text{F}$
T_1	temperatur masuk fluida panas (air tawar), $^\circ\text{F}$
t_2	temperatur keluar fluida dingin (air laut), $^\circ\text{F}$
T_2	temperatur keluar fluida panas (air tawar), $^\circ\text{F}$
t_{av}	temperatur rata-rata fluida dingin (air laut), $^\circ\text{F}$
T_{av}	temperatur rata-rata fluida panas (air tawar), $^\circ\text{F}$

- U_c koefisien perpindahan panas menyeluruh bersih,
 $\text{Btu}/(\text{hr})(^{\circ}\text{F})(\text{ft}^2)$
- U_D koefisien perpindahan panas menyeluruh desain,
 $\text{Btu}/(\text{hr})(^{\circ}\text{F})(\text{ft}^2)$
- W_c laju aliran massa air laut, lb/hr
- W_h laju aliran massa air tawar, lb/hr

BAB I

PENDAHULUAN

Sistem pendinginan di kapal ada dua macam yaitu sistem pendinginan terbuka dan sistem pendinginan tertutup (1). Sistem pendinginan terbuka umumnya digunakan pada kapal-kapal kecil, sedangkan sistem pendinginan tertutup digunakan pada kapal-kapal menengah dan besar. Sistem pendingin terbuka menggunakan air laut sebagai pendingin jacket water cooler dari motor dan peralatan lainnya. Sedangkan untuk sistem pendinginan tertutup air laut adalah sebagai pendingin dari jacket water cooling motor, namun pendingin lainnya seperti lubricating oil cooler, camshaft lubricating oil cooler dan scavenge air cooler tetap menggunakan air laut. Air yang digunakan sebagai jacket water cooling dari sistem pendingin terbuka adalah air tawar (fresh water).

Sistem pendinginan tertutup yang disebutkan di atas adalah sistem pendinginan tertutup konvensional atau conventional sea water cooling system. Ada lagi sistem pendinginan tertutup yang disebut sistem pendinginan sentral atau central cooling system (2). Pada central cooling ini air tawar tidak hanya sebagai pendingin primer dari jacket motor tetapi juga sebagai pendingin primer dari lubricating oil cooler, camshaft lubricating oil cooler dan scavenge air

cooler. Selanjutnya air tawar ini didinginkan air laut di central cooler.

Penggunaan air tawar sebagai pendingin dari lubricating oil cooler, camshaft lubricating oil cooler maupun scavenge air cooler ini sangat menguntungkan karena faktor kekotoran (fouling factor) dari air tawar lebih rendah dari air laut, sehingga cooler tidak cepat kotor. Selain itu penggunaan air tawar sebagai pendingin akan mengurangi korosivitas pada cooler dibandingkan air laut.

Dengan adanya penggunaan sistem pendinginan sentral ini memerlukan investasi tambahan central cooler, tetapi dibandingkan dengan keuntungan-keuntungan yang dimiliki maka penggunaan central cooler ini lebih menguntungkan.

Alat penukar panas (cooler) ini bentuknya macam-macam antara lain double pipe, shell and tube, serta spiral tube type plat. Dari berbagai jenis penukar panas tersebut untuk cooler yang sering digunakan di kapal adalah cooler type shell and tube (3). Ini dikarenakan selain bentuknya yang praktis sehingga menghemat ruangan, perawatan yang mudah juga memiliki koefisien perpindahan panas yang besar sehingga lebih menguntungkan.

Adapun maksud dan tujuan penulisan yang ingin dicapai dengan adanya penulisan tugas akhir ini adalah menghitung koefisien perpindahan panas sehingga didapat luas perpindahan panas yang optimal. Serta tidak melampaui penurunan tekanan

yang diijinkan sehingga didapat perencanaan yang optimum central cooler type shell and tube pada motor diesel MAN L 35 MC.

Dalam penulisan tugas akhir ini perlu diberikan pembatasan-pembatasan. Adapun pembatasan-pembatasan tersebut antara lain dalam tugas akhir ini tidak membahas sifat-sifat mekanik material, teknologi pembuatan, pemasangan dan masalah maintenance, sistem pipa di luar penukar panas juga tidak termasuk dalam pembahasan dan tidak meninjau aspek ekonomis.

Metode perancangan shell and tube heat exchanger bermacam-macam antara lain ada metode integral, analisa aliran dan metode semi analitik. Untuk merancang central cooler pada motor diesel MAN L 35 MC ini digunakan metode integral versi Donahue. Adapun data-data dalam perencanaan ini penulis dapatkan dari project guide MAN L 35 MC.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Dalam perancangan yang praktis ataupun fabrikasi suatu penukar panas jenis selongsong dan tabung biasanya dipergunakan parameter-parameter koefisien perpindahan panas, penurunan tekanan dan faktor pengotoran yang terjadi pada fluida kerja. Parameter-parameter ini dipengaruhi oleh ukuran tabung, toleransi sekat, dimensi rangkunan tabung dan selongsong, susunan laluan, tipe-tipe sekat, jarak dan potongan sekat. Geometris yang tidak ideal dalam kenyataannya berakibat terjadinya bermacam-macam bocoran dan juga arus bypass. Apabila dalam suatu perancangan parameter-parameter seperti yang telah diungkapkan di atas memadai atau sesuai dengan kaidah-kaidah yang telah ditetapkan, maka rancangan tersebut dapat dikatakan rancangan yang baik (4). Penurunan tekanan memegang peranan yang sangat penting dalam mempertimbangan faktor-faktor yang harus dipenuhi pada suatu perencanaan penukar panas, baik sebagai off-the-shelf item maupun sebagai instrumen yang harus dirancang khusus. Hal ini terbukti dengan adanya pernyataan bahwa cukup dua di antara empat persyaratan yang harus dipenuhi (salah satu adalah karakteristik pressure drop) tercapai, maka perencanaan

penukar panas sudah dianggap cukup memenuhi syarat (5).

Apabila kita membahas pressure drop di dalam shell atau tube, maka kita dihadapkan pada sifat-sifat aliran di dalam tabung atau pipa. Untuk penukar panas shell and tube ini aliran turbulen sengaja diciptakan melalui pemakaian baffle karena keadaan seperti ini akan memperbesar komponen aliran silang (cross-flow component) pada kecepatan yang relatif sama terhadap tabung (6).

Pressure drop di tabung disebabkan oleh kerugian gesekan (friction loss) karena kecepatan aliran fluida di dalam tabung. Pressure drop di selongsong disebabkan adanya kerugian aliran yang melewati baffle window dan kerugian karena aliran melintasi bundel antara baffle (7). Asosiasi pembuat penukar panas bentuk tabung tubular tidak memberikan batasan besarnya pressure drop yang diperbolehkan (8). Namun Harrington, (3) memberikan batasan penurunan tekanan pada selongsong dibatasi sebesar 10 psi. Perancangan akan berada pada harga sekitar ini, karena penurunan tekanan yang lebih besar lagi ditambah kecepatan fluida yang lebih tinggi akan melampaui batas erosi/korosi pada logam yang gilirannya menyebabkan koefisien perpindahan panas panas gabungan menjadi lebih tinggi yang akan sangat peka terhadap terjadinya kerak (scaling). Besarnya angka 10 sudah dianggap cukup tinggi untuk menghindari yang disebut sebagai "tail

chasing", yaitu makin rendah kecepatan fluida koefisien perpindahan panas akan semakin kecil, makin besar ukuran penukar panas (3). Untuk memperoleh rancang bangun yang ekonomis pada penukar panas shell and tube, maka dipasang sekat (baffle) pada bagian selongsong (shell). Hal ini dimaksudkan untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas. Dengan pemasangan sekat maka fluida dapat diatur karena tidak tergantung dengan diameter selongsong (9).

Secara ideal fluida diharapkan mengalir melalui pintu-pintu sekat sehingga aliran fluida dapat menyilang pada rangkunan pipa karena aliran inilah yang akan memberikan koefisien perpindahan panas paling tinggi. Bertitik tolak dari permasalahan di atas muncul berbagai pendapat dari kalangan ahli penukar panas untuk menganalisa koefisien perpindahan panas pada bagian selongsong seperti Kern, Donohue, Tinker, Devore Bell-Dellaware, Taborek yang memperbaiki metode Bell-Dellaware, Palen dan Taborek yang memberikan formula yang berbeda. Adanya formula ini yang berbeda ini cukup dimaklumi karena nilai perpindahan panas diperoleh dengan cara penelitian. Aguk Zuhdi, (4) membedakan secara garis besar bahwa perancangan penukar panas dapat diklasifikasikan dua yaitu metode integral (Kern, Donohue) dan metode analisa aliran (Tinker, Devore, Bell, Taborek). Sedangkan metode analisa aliran terdiri dari analisa aliran

murni dan semi analitik.

Metode integral bertumpu pada pertimbangan aliran total yang efektif melalui pint-pintu sekat dan hanya memperkenalkan faktor koreksi yang sederhana akibat pengaruh geometri rangkunan pipa (4). Persamaan untuk menyelesaikan perhitungan mudah dimengerti sehingga penyelesaian secara manual mudah dilaksanakan. Aliran fluida menyilang melalui rangkunan pipa memberikan nilai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi apabila aliran yang bekerja sepanjang pipa tidak mengalami gangguan (9).

Dalam percobaanya Kern mengemukakan beberapa faktor yang mempengaruhi laju perpindahan panas pada bagian selongsong. Dengan pemasangan enam buah sekat sepanjang rangkunan pipa maka semua fluida akan mengalir menyilang sebanyak tujuh kali. Dan apabila dipasang sepuluh buah dengan panjang yang sama diharapkan akan menyilang sebanyak sebelas kali, dengan semakin menyempitnya jarak baffle maka akan meningkatkan turbulensi. Karakteristik aliran fluida dipengaruhi pula oleh jarak dan besarnya pipa-pipa rangkunan. Korelasi yang diperoleh pada fluida mengalir di dalam pipa secara nyata tidak dapat diaplikasikan terhadap aliran fluida di luar rangkunan pipa yang dipasang sekat-sekat, dan Kern memberikan koreksi faktor perpindahan panas jh vs bilangan Reynold. Korelasi ini atas anjuran Mc. Adams dengan asumsi diameter

ekuivalen De dan kecepatan massa G_s . Perhitungan koefisien perpindahan panas juga dapat diperoleh dengan menggunakan korelasi data industri yang diberikan Colburn (9).

Donohue juga melakukan test secara komersial, di mana ia menyarankan untuk menggunakan persamaan Bowman untuk perpindahan panas melalui selongsong yang menggunakan sekat (10). Berbeda dengan korelasi yang diberikan Kern, Donohue mempertimbangkan kecepatan rata-rata geometris G_E , yaitu kecepatan aliran menyilang g_x dan kecepatan aliran longitudinal g_L . Kecepatan aliran menyilang g_x diperoleh dengan asumsi bahwa aliran tersebut melalui selongsong yang luasnya dibatasi oleh sekat serta pipa-pipa sepanjang sumbu selongsong. Kecepatan massa longitudinal g_L dihitung berdasarkan asumsi aliran selongsong mengalir melalui pintu sekat di mana hal ini bergantung pada potongan sekat yang diberikan serta jumlah pipa-pipa yang terletak pada daerah potongan sekat (10).

Kalau diperhatikan kedua metode tersebut, Donohue masih memberikan pertimbangan kecepatan aliran menyilang dan longitudinal. Kern mempertimbangkan geometris dengan diameter ekuivalen De . Sehingga dapat dikatakan suatu pertimbangan cukup sederhana.

Unjuk kerja penukar panas dalam pengoperasian tidak hanya dianalisa dari analisa thermal saja. Selama

pengoperasiannya penukar panas yang menggunakan fluida cair akan timbul kerak atau karat. Ini yang disebut dengan pengotoran (fouling) yang akan mempertinggi tahanan thermal (11). Tahanan thermal endapan pada umumnya dapat diperoleh dari pengujian-pengujian nyata atau dari pengalaman. Jika diadakan pengujian unjuk-kerja terhadap suatu penukar panas yang bersih dan belakangan diulangi setelah satuan (unit)-nya dioperasikan agak lama, maka tahanan thermal endapan dapat ditentukan (11). Sedangkan besarnya angka pengotoran untuk berbagai fluida telah disusun daftarnya oleh asosiasi penukar panas (8).

Dalam menyelesaikan skripsi ini penulis menggunakan metode integral Donohue. Dengan metode ini maka perencanaan central cooler pada motor diesel L 35 MC dapat diselesaikan dengan cepat.

BAB III

TINJAUAN UMUM PENUKAR PANAS TYPE SHELL AND TUBE

3.1. Pengertian Penukar Panas

Penukar panas atau heat exchanger merupakan suatu peralatan di mana terjadi proses perpindahan panas antara dua fluida atau lebih. Proses perpindahan panas terjadi karena perbedaan temperatur antara dua fluida. Panas akan dilepaskan oleh fluida yang mempunyai temperatur tinggi, sedangkan fluida yang mempunyai temperatur lebih rendah akan menerima panas tersebut. Dalam hal ini hukum Black tentang perpindahan panas berlaku di mana, panas yang dilepaskan sama dengan panas yang diterima.

- Dalam proses perpindahan panas di dalam alat penukar panas diidealisasikan bahwa tidak terjadi perpindahan panas dari fluida di dalam penukar panas ke sekeliling atau sebaliknya. Atau dengan kata lain sistem diisolasi dengan lingkungannya.

Dalam hal perencanaan penukar panas, penentuan dimensi peralatan ditentukan dua hal pokok yaitu oleh besarnya perpindahan panas yang terjadi di antara dua fluida dan besarnya laju perpindahan panas.

Pemakaian penukar panas sangat luas terutama pada industri-industri kimia, petrokimia dan industri-industri lain yang melibatkan temperatur operasi mesin sebagai salah

satu persyaratan utama.

Di kapal, penukar panas dipakai sebagai sarana pendinginan beberapa peralatan yang bersangkutan dapat bekerja pada kondisi yang dipersyaratkan. Peralatan yang dimaksud antara lain adalah motor induk dan motor bantu yang memiliki jam kerja cukup besar.

3.2. Klasifikasi Penukar Panas

Penukar panas dapat diklasifikasikan menurut proses perpindahan panasnya, jumlah fluida, luas permukaan yang diperlukan, menurut mekanisme perpindahan panas, menurut konstruksi dan menurut konfigurasi aliran.

Klasifikasi menurut proses perpindahan panasnya, penukar panas atau heat exchanger dibedakan menjadi dua yaitu perpindahan panas dengan kontak langsung (direct contact type) dan perpindahan panas dengan kontak tidak langsung (undirect contact type). Perpindahan panas dengan kontak langsung dua aliran berbeda phase berkontak langsung, bertukar panas dan kemudian terpisah. Sedangkan perpindahan panas dengan kontak tidak langsung aliran fluida terpisah oleh dinding pipa, perpindahan panas terjadi melalui dinding pipa tersebut.

Klasifikasi penukar panas menurut luas permukaan, dibedakan penukar panas type compact dan penukar panas type non compact. Penggolongan type compact dan non compact didasarkan pada rasio perbandingan luas permukaan penukar

panas dibandingkan volumenya. Untuk penukar panas type compact bila rasio perbandingannya di atas $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, sedangkan bila di bawah harga tersebut termasuk type non compact.

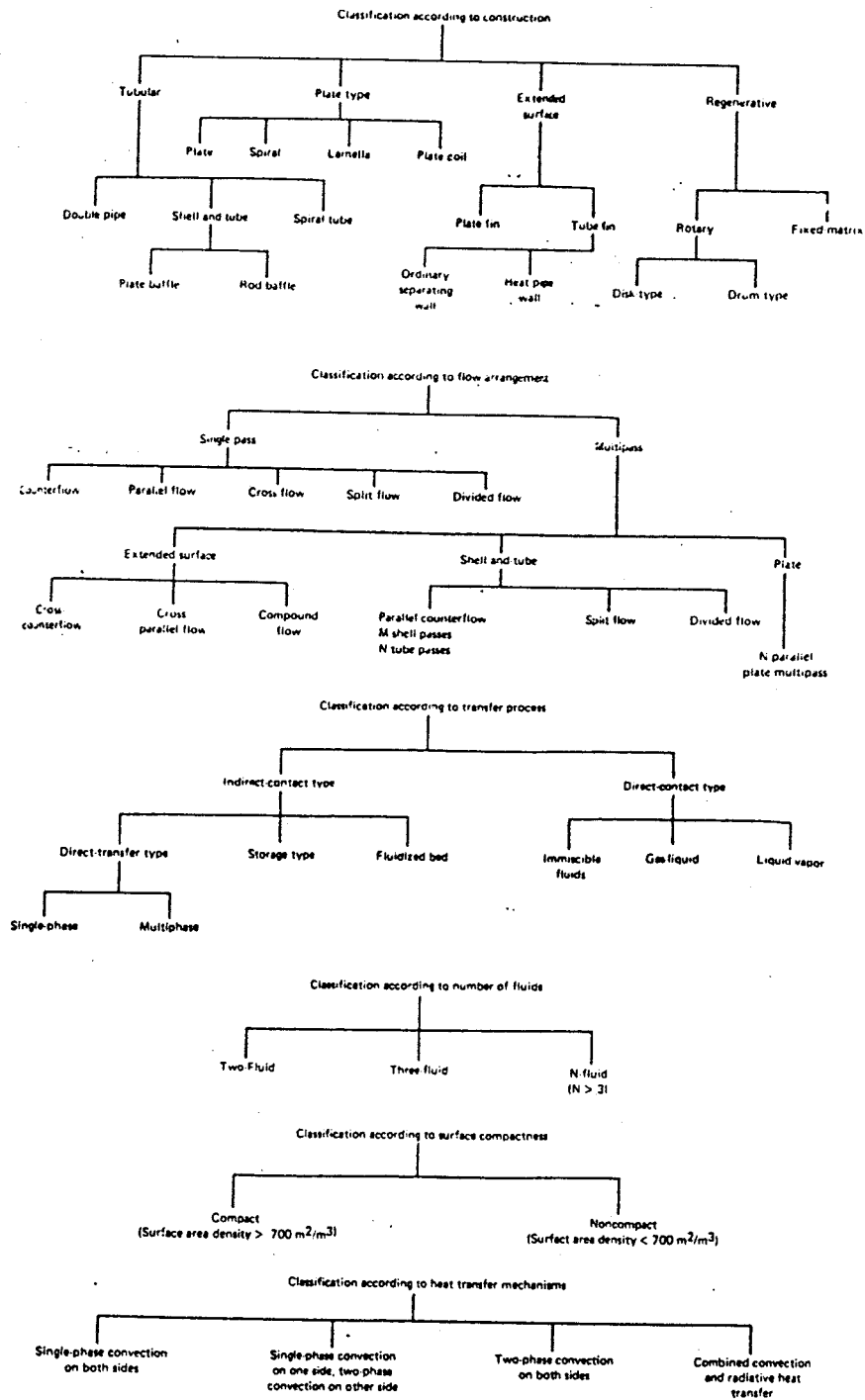
Klasifikasi menurut jumlah fluida yaitu penukar panas di mana fluida yang bertukar panas dua, tiga atau lebih dari tiga fluida.

Klasifikasi menurut mekanisme perpindahan panas adalah konveksi single fasa pada kedua sisi, konveksi satu fasa pada salah satu sisi dan konveksi dua fasa pada sisi yang lainnya, Konveksi dua fasa pada kedua sisi dan kombinasi perpindahan panas konveksi dan radiasi.

Klasifikasi menurut konstruksinya adalah type tubular, plate, extended surface dan regenerative.

Klasifikasi menurut konfigurasi aliran adalah single pass dan multipass, sedangkan arah alirannya adalah counterflow, paralel flow, cross flow, split flow atau divided flow.

Berikut ini adalah bagan klasifikasi penukar panas.



Gambar 3.1. Klasifikasi penukar panas (14)

Yang akan dibahas dalam penulisan tugas akhir ini adalah perencanaan penukar panas type shell and tube untuk central cooler.

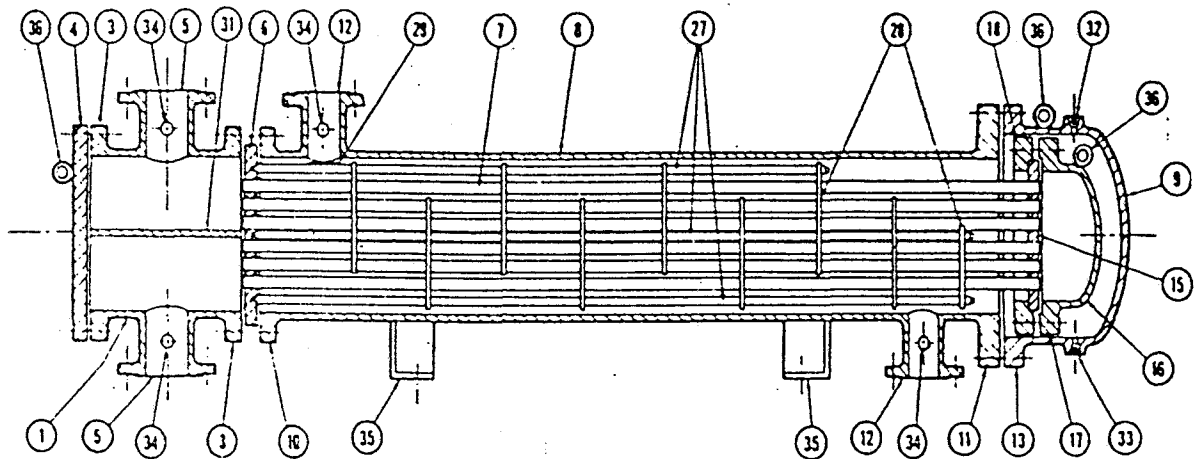
3.3. Penukar Panas Shell and Tube

Penukar panas jenis selongsong dan tabung (shell and tube) merupakan alat penukar panas di mana fluida kerjanya salah satu di antaranya mengalir di dalam tabung-tabung (tube) sedangkan fluidanya lainnya di luar tabung di dalam selongsong.

Penukar panas jenis selongsong dan tabung terdiri dari enam bagian pokok yaitu bonnet, tubesheet, shell, tube, baffles dan tie rod.

Pada gambar berikut ini adalah gambar dari penukar panas type shell and tube yang diberikarn oleh T E M A yang akan memberikan gambaran yang jelas bagian-bagian dari penukar panas jenis ini.

Pada halaman berikut ini diberikan nomoencultura punukar panas shell and tube yang diberikan oleh T E M A (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1978) yang akan memberikan gambaran lebih jelas bagian-bagian penukar panas jenis ini.



- | | |
|---|--|
| 1. Stationary Head—Channel | 20. Slip-on Backing Flange |
| 2. Stationary Head—Bonnet | 21. Floating Head Cover—External |
| 3. Stationary Head Flange—Channel or Bonnet | 22. Floating Tubesheet Skirt |
| 4. Channel Cover | 23. Packing Box Flange |
| 5. Stationary Head Nozzle | 24. Packing |
| 6. Stationary Tubesheet | 25. Packing Gland |
| 7. Tubes | 26. Lantern Ring |
| 8. Shell | 27. Tie Rods and Spacers |
| 9. Shell Cover | 28. Transverse Baffles or Support Plates |
| 10. Shell Flange—Stationary Head End | 29. Impingement Plate |
| 11. Shell Flange—Rear Head End | 30. Longitudinal Baffle |
| 12. Shell Nozzle | 31. Pass Partition |
| 13. Shell Cover Flange | 32. Vent Connection |
| 14. Expansion Joint | 33. Drain Connection |
| 15. Floating Tubesheet | 34. Instrument Connection |
| 16. Floating Head Cover | 35. Support Saddle |
| 17. Floating Head Flange | 36. Lifting Lug |
| 18. Floating Head Backing Device | 37. Support Bracket |
| 19. Split Shear Ring | 38. Weir |
| | 39. Liquid Level Connection |

Gambar 3.2 Bagian-bagian shell and tube (8)

Keenam bagian penting penukar panas shell and tube dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Baffle

Pada penukar panas type ini baffle digunakan untuk mengatur atau mengarahkan aliran dan meningkatkan kecepatan

fluida sehingga akan diperoleh aliran turbulen. Akibat adanya aliran turbulen, maka akan meningkatkn koefisien perpindahan panas fluida. Kenaikan koefisien perpindahan panas yang diakibatkan dengan pemasangan baffle dipengaruhi oleh jarak baffle dan bentuk-bentuk baffle.

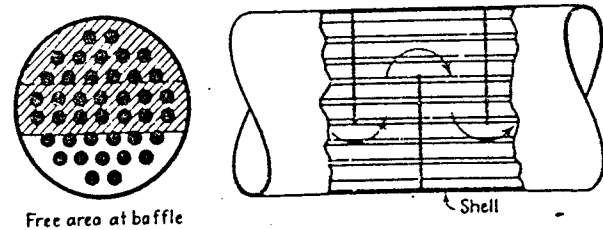
Bentuk-bentuk baffle yang biasa dipergunakan dalam penukar panas jenis shell and tube adalah jenis orifice, jenis disk and doughnut dan jenis segmental baffle.

Orifice baffle terdiri dari disk lubang-lubang yang mempunyai ukuran lebih besar sedikit dari buluh-buluh yang dipasang melalui lubang ini. Fluida mengalir melalui annular orifice. Desain ini jarang digunakan karena kurang efisien dan sulit dilakukan pembersihan secara mekanis bila tersumbat kotoran fluida.

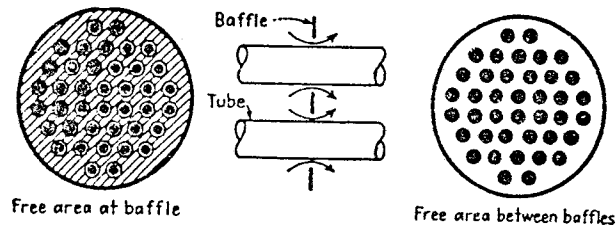
Disk and doughnut baffle Desain ini terdiri atas baffle bentuk disk dan doughnut. Baffle ini jarang dipakai, karena kurangnya sentuhan flulida terhadap susunan tabung sehingga nilai koefisien perpindahan panas lebih rendah.

Segmental baffle merupakan bentuk disk yang dipotong seperti ditunjukkan pada gambar di bawah. Besarnya potongan baffle bervariasi 15%-40% dari ukuran disk penuh.

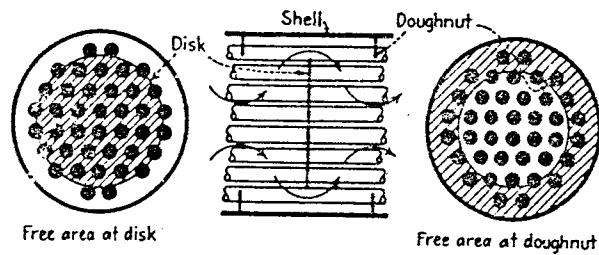
Di bawah ini adalah gambar dari ketiga jenis baffle.



SEGMENTAL BAFFLE



ORIFICE BAFFLE



DISK-AND-DOUGHNUT BAFFLE

Gambar 3.3. Jenis-jenis baffle

2. Shell

Yang dikenal dengan sebutan selongsong, merupakan bagian penukar panas di mana tabung-tabung kecil berada di dalamnya sebagai dinding tempat perpindahan panas terjadi. Ketebalam dari shell dapat dilihat pada tabel di bawah ini (8).

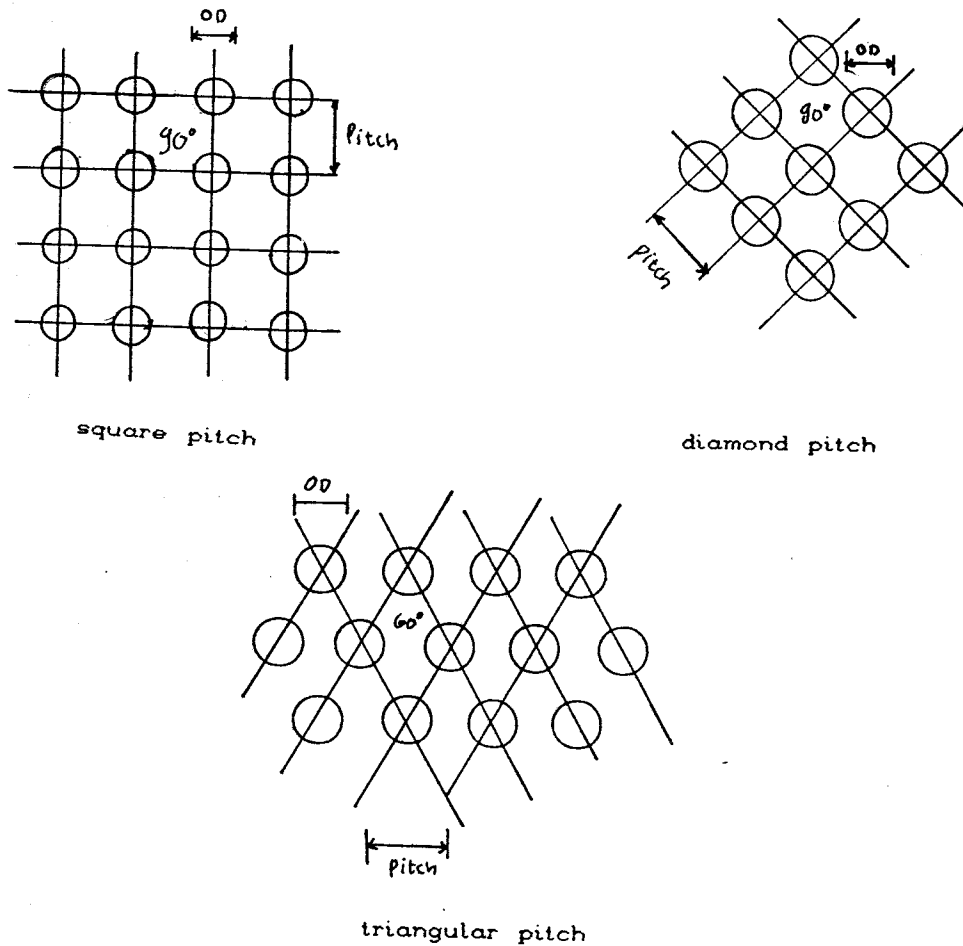
label 3.1
Ketebalan minimum shell
(dalam inchi)

Nominal Shell	Minimum Thickness		
	Carbon Steel		Alloy
	Pipe	Plate	
6	Sch. 40	—	1/8
8 - 12	Sch. 30	—	1/8
12 - 23	Sch. 20	5/16	1/8
24 - 29	—	5/16	3/16
30 - 39	—	3/8	1/4
40 - 60	—	7/16	1/4

3. Tube

Yang disebut sebagai tabung, berupa pipa-pipa kecil yang dipasang sejajar di dalam selongsong. Panjang tube (tube length) telah distandartkan yaitu 8, 10, 12, 16 dan 20 feet.

Susunan tabung (tube pitch) mempengaruhi besarnya besarnya penurunan tekanan aliran fluida dalam shell. Tube pitch pada penukar panas type shell and tube ada 4 macam yaitu susunan segitiga (triangular pitch), bujur sangkar (in line square pitch), belah ketupat, atau bentuk bujur sangkar yang diputar 45° (diamond square pitch) dan segitiga diputar 30° (rotated triangular atau in line triangular). Di bawah ini adalah gambar tube pitch dari pipa di dalam selongsong



gambar 3.4. susunan tabung

Susunan tabung yang segitiga ini sangat populer dan baik dipakai melayani fluida kotor atau yang bersih (nom fouling atau fouling) karena koefisien perpindahan panasnya lebih baik dibandingkan dengan susunan pipa bujur sangkar.

Sedangkan jarak tube pitch minimum dapat dilihat pada tabel di bawah (8).

tabel 3.2.
minimum tube pitch
(dalam inchi)

Tube O.D.	Tube Pitch	
	triangular & Rotated triangular pattern	Square & rotated square rotated
1/4	5/16	3/8
3/8	1/2	17/32
1/2	5/8	21/32
5/8	25/32	13/16
3/4	15/16	1
1	1 ¹ / ₄	1 ⁵ / ₁₆
1 ¹ / ₄	1 ⁹ / ₁₆	1 ⁹ / ₁₆
1 ¹ / ₂	1 ⁷ / ₈	1 ⁷ / ₈
2	2 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂

4. Bonnet

Disebut juga "head" atau "channel" atau "waterbox", adalah bagian penukar panas di mana fluida dingin terakumulasi sebelum masuk ke dalam tabung (tube).

Ketebalan minimum dari channel dapat dilihat pada tabel di berikut ini (8).

tabel 3.3
ketebalan minimum chanel (inchi)

Nominal Size	Carbon Steel	Alloy Material
lebih kecil 24	3/8	1/4
24 - 60	1/2	3/8

5. Tube sheet

Berfungsi untuk menahan tube dan tie rod dan sebagai jalan keluar masuknya fluida yang mengalir ke dalam ke dalam tube tersebut.

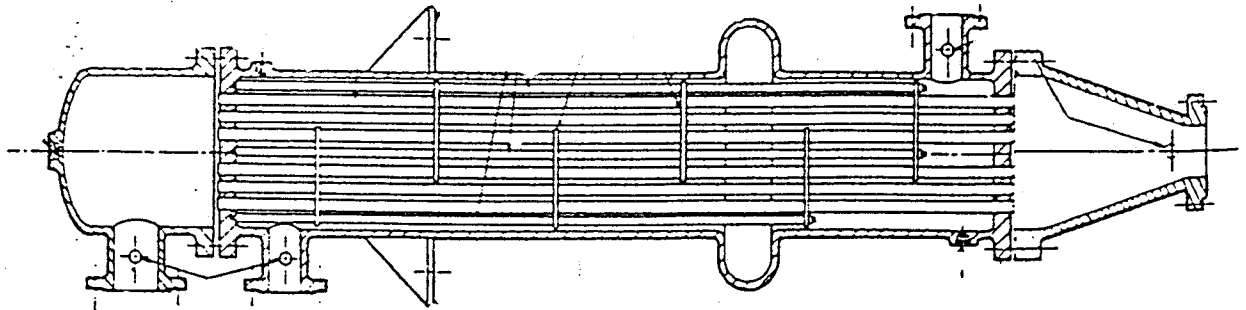
6. Tie rod

Berfungsi sebagai penyangga tegaknya baffle agar tetap berdiri pada selongsong sehingga aliran turbulen yang diharapkan dapat terjadi.

3.4. Bentuk Alat Penukar Panas type Shell and Tube

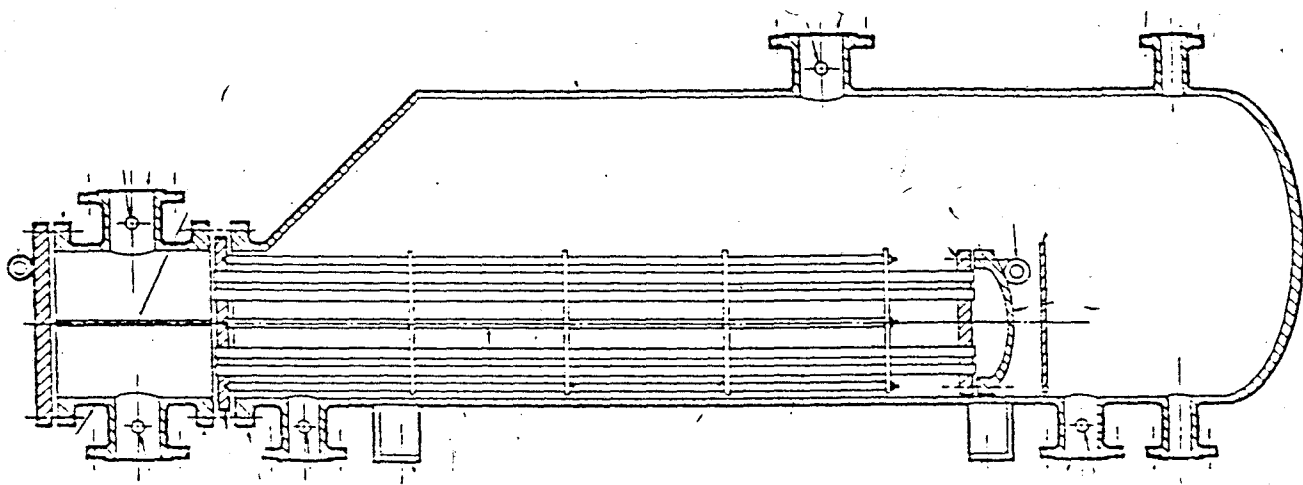
Bentuk alat penukar panas type shell and tube yang digunakan tergantung pada biaya, cara pembersihan, temperatur, tekanan dan kondisi tempat alat tersebut beroperasi. Dari berbagai jenis penukar panas shell and tube secara garis besar dapat dibedakan menjadi dua yaitu fixed tube sheet heat exchanger dan removable-bundle exchanger.

Fixed tube sheet heat exchanger adalah penukar panas di mana rangkuna pipa (bundle tube) tidak dapat dilepas dari selongsongnya. Pembersihan yang dilakukan untuk penukar panas jenis ini adalah dengan memasukan cairan kimia ke dalam selongsong. Di bawah ini adalah gambar dari tube sheet exchanger.

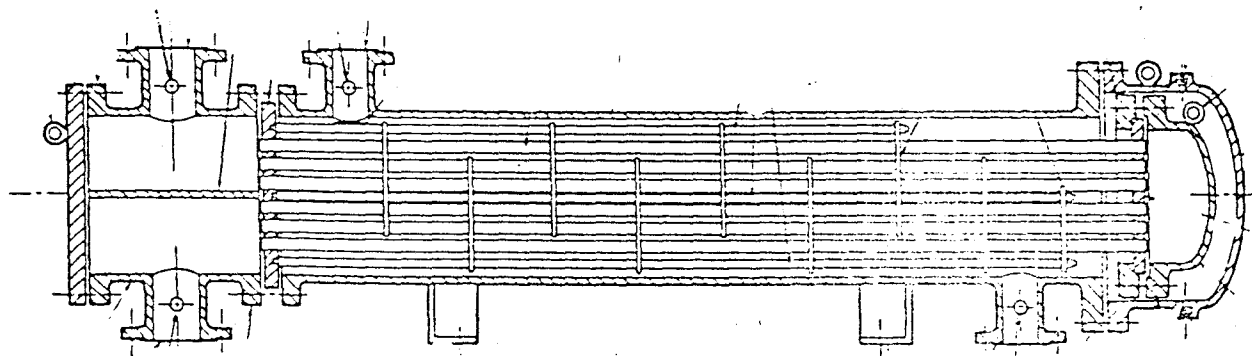


Gambar 3.6. Fixed-tubesheet exchanger with integral channel

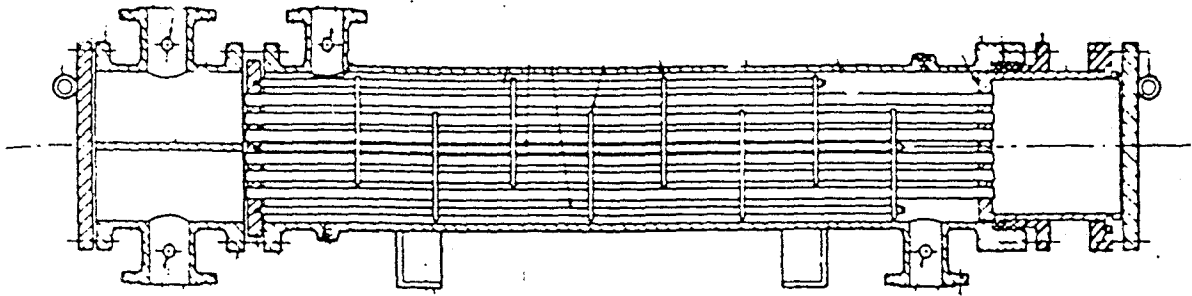
Sedangkan removable-bundle exchanger adalah penukar panas type shell and tube di mana rangkunan pipa (bundle tube) dapat diambil dari selongsongnya. Penukar panas jenis ini antara lain packed floating head, U-bend exchanger, pull-through floating head exchanger dan floating-head exchanger. Di bawah ini adalah gambar dari berbagai macam removable-bundle exchanger.



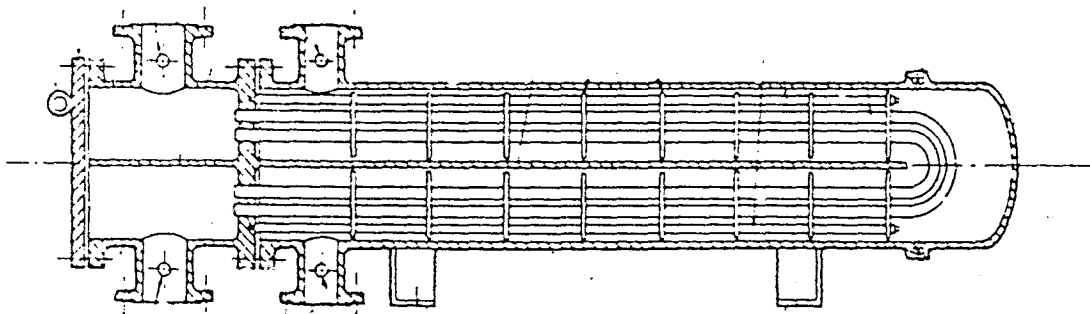
gambar 3.7 Pull-through floating-head 1-2 exchanger



gambar 3.8. floating-head 1-2 exchanger



gambar 3.9. Packed floating head 1-2 exchanger



gambar 3.10. U-bend 1-2 exchanger

3.5. JUMLAH PASS ATAU LINTASAN PADA PENUKAR PANAS

Yang dimaksud dengan pass dalam penukar panas ialah lintasan yang dilakukan oleh fluida di dalam shell atau di dalam rangkunan pipa (bundle tube). Berdasarkan lintasan fluida tersebut maka dikenal dua macam pass yaitu shell pass

dan tube pass.

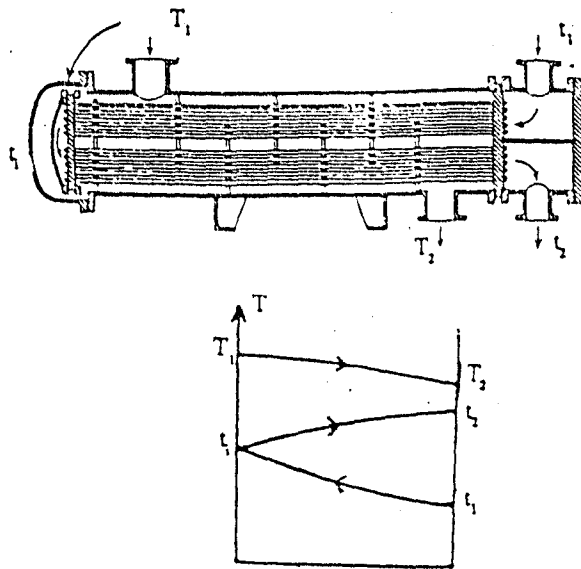
Yang dimaksud dengan pass shell ialah lintasan yang dilakukan oleh fluida sejak masuk mulai saluran (inlet nozzle), melewati bagian dalam shell dan mengelilingi tube, keluar dari saluran buang (outlet nozzle). Apabila lintasan itu dilakukan 1 atau n kali disebut 1 atau n pass shell.

Untuk fluida di dalam tube, jika fluida masuk ke dalam penukar panas melalui salah satu ujung (front head) lalu mengalir ke dalam tube dan langsung keluar dari ujung tube yang lain melalui rear head, maka disebut 1 pass tube.

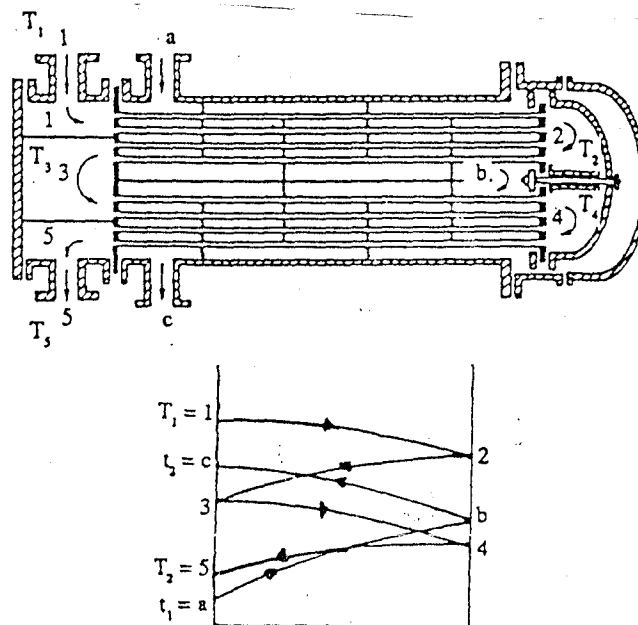
Untuk 2 pass tube, fluida masuk melalui inlet salah satu chanel dan keluar melalui outlet di chanel itu juga. Fluida masuk dari inlet chanel ke dalam tube setelah sampai pada rear head tidak langsung keluar tetapi kembali lagi ke front head (chanel pertama), fluida keluar melalui outlet di front head. Untuk pass tube 2 atau lebih maka di front head diberi sekat untuk memisahkan aliran masuk dan aliran keluar.

Jumlah pass dari shell selalu lebih kecil atau sama dengan pass dari tube. Untuk pass tube yang lebih dari satu, maka pass tube kelipatan genap dari pass shell.

Di bawah ini adalah gambar dari laluan shell dan tube.



1) penukar panas dengan 1 shell passes 2 tube passes



alat penukar panas dengan 2 shell passes 4 tube passes

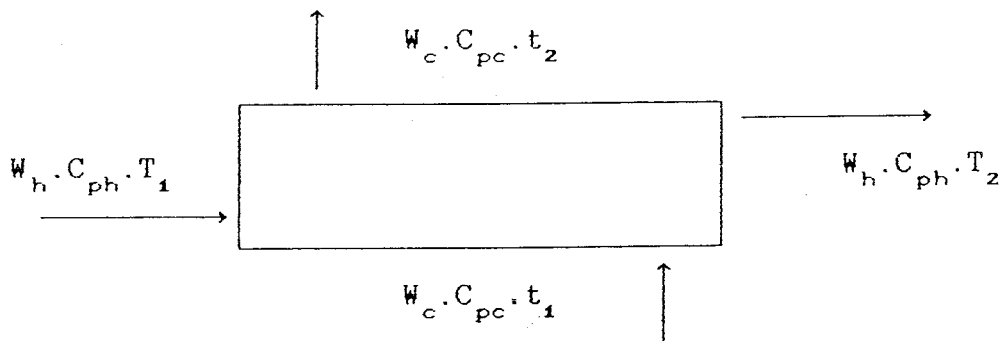
gambar 3.11. pass shell dan pass tube

BAB IV

DASAR TEORI

4.1. Balans Energi

Pemanasan dan pendinginan fluida di dalam heat exchanger disebabkan adanya pemindahan energi panas dari fluida panas ke fluida dingin dan dapat dinyatakan dalam balans energi



Gambar 4.2. Balans Energi heat exchanger

Dari gambar di atas didapat persamaan :

Panas yang dilepas fluida panas = Panas yang diserap fluida dingin

$$W_h \times C_{ph} \times (T_1 - T_2) = W_c \times C_{pc} \times (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (4.1)$$

di mana :

W_h = laju aliran massa fluida panas (lb/hr).

C_{ph} = panas spesifik fluida panas (Btu/hr $^{\circ}$ F).

T_1 = temperatur fluida panas pada sisi masuk ($^{\circ}$ F).

T_2 = temperatur fluida panas sisi keluar ($^{\circ}$ F).

W_c = laju aliran massa fluida dingin (lb/hr).

C_{pc} = panas spesifik fluida dingin (Btu/lb $^{\circ}$ F).

t_1 = temperatur fluida dingin sisi masuk ($^{\circ}$ F).

t_2 = temperatur fluida dingin sisi keluar ($^{\circ}$ F).

4.2. Mean Temperature Different

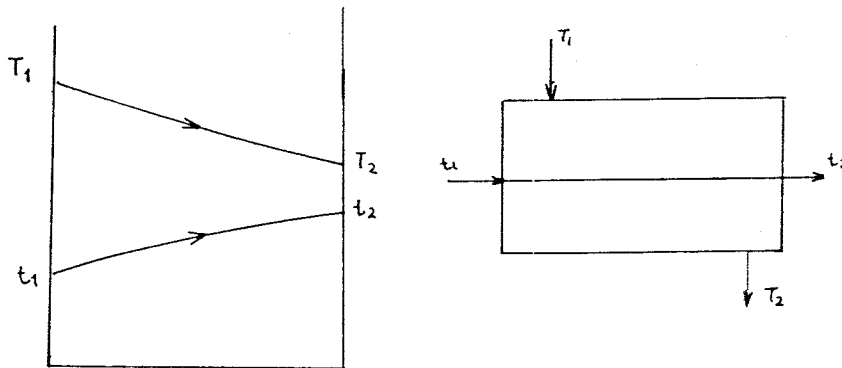
Perhitungan temperatur rata-rata didasarkan pada perbedaan temperatur rata-rata sepanjang tube atau lebih dikenal dengan log mean temperature difference (LMTD). LMTD dapat dihitung bila perbedaan temperatur terminal antara shell dan tube diketahui dengan membuat beberapa asumsi. Asumsi-asumsi tersebut antara lain (14) :

- Koefisien perpindahan panas menyeluruh konstan sepanjang pipa.
- Kecepatan aliran dan panas spesifik pada aliran shell dan tube konstan.
- Perpindahan panas permukaan didistribusikan secara merata sepanjang pipa.
- Temperatur fluida konstan di sepanjang seksi pipa.
- Tidak ada perpindahan panas antara heat exchanger dan sekelilingnya.
- Tidak ada kebocoran internal atau bypassing fluida di sekeliling bundel tube

Harga LMTD ini akan menentukan besar kecilnya luas permukaan perpindahan panas, yang kemudian akan berpengaruh terhadap ukuran (dimensi) alat penukar panas. Adapun besarnya

harga LMTD ditentukan berdasarkan bentuk alirannya.

- untuk aliran searah



gambar 4.3. LMTD untuk aliran searah

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_2 - t_2)}{\ln (T_1 - t_1) / (T_2 - t_2)} \dots\dots\dots (4.2)$$

di mana :

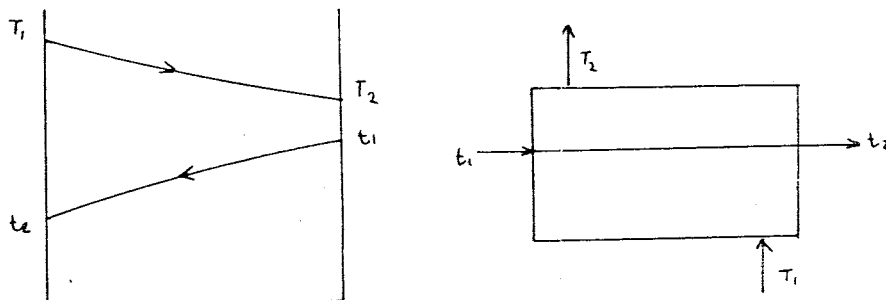
T_1 = temperatur fluida panas masuk ($^{\circ}\text{F}$)

T_2 = temperatur fluida panas sisi keluar ($^{\circ}\text{F}$).

t_1 = temperatur fluida dingin sisi masuk ($^{\circ}\text{F}$).

t_2 = temperatur fluida dingin sisi keluar ($^{\circ}\text{F}$).

- untuk aliran berlawanan arah



gambar 4.4 LMTD untuk aliran berlawanan arah

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2) / (T_2 - T_1)} \dots\dots\dots (4.3)$$

Pada penukar panas type shell and tube, maka yang dipergunakan untuk perhitungan-perhitungan LMTD ini adalah beda temperatur sebenarnya, yaitu selisih temperatur rata-rata sebenarnya adalah :

$$\Delta T_m = F_t \times LMTD \dots\dots\dots (4.4)$$

di mana :

ΔT_m = selisih temperatur rata-rata sebenarnya

F_t = faktor koreksi di dapat dari grafik

LMTD = selisih temperatur rata-rata logaritmik

4.3. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan panas menyeluruh meliputi koefisien perpindahan panas menyeluruh di dalam dan di luar tabung. Yang dipakai untuk mencari luas permukaan perpindahan panas yang dibutuhkan adalah koefisien perpindahan panas luar tabung. Koefisien perpindahan panas menyeluruh di dalam dan luar tabung dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L_w}{k_w} \frac{A_o}{A_i}} \dots\dots\dots (4.5)$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{L_w}{k_w} \frac{A_o}{A_w} + \frac{A_o}{h_i A_i} + R_D} \dots\dots\dots (4.6)$$

di mana,

h_o = koefisien film di shell

h_i = koefisien film di tabung

A_o = luas permukaan luar tabung

A_i = luas permukaan dalam tabung

L_w = ketebalan dinding tabung

k_w = konduktivitas panas dinding tabung

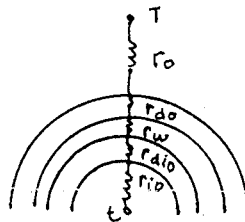
A_v = Luas permukaan dinding tabung (rata-rata dari luas permukaan luar dan dalam tabung)

U_o = Perpindahan panas menyeluruh didasarkan pada permukaan luar tabung

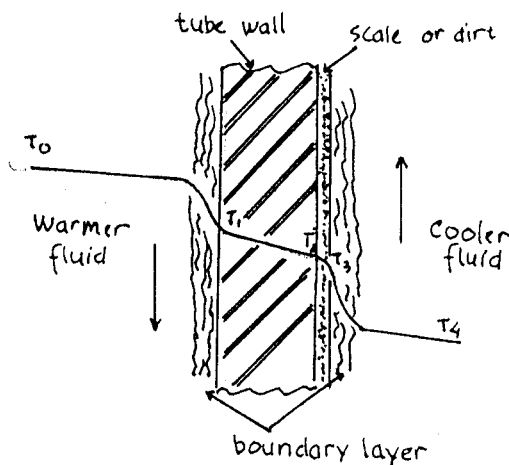
U_i = Perpindahan panas menyeluruh didasarkan pada permukaan dalam tabung

R_D = faktor pengotoran fluida

Untuk lebih jelasnya dapat dijelaskan pada gambar di bawah ini



Gambar 4.5. Perpindahan panas melewati tube



Gambar 4.6. Gradien temperatur melintasi tube

4.3.1. koefisien film dalam tabung

Koefisien film perpindahan panas sisi dalam tabung, h_i dapat dilihat dalam persamaan di bawah ini :

Untuk angka Reynold < 2100 :

$$\frac{h_i D_i}{k} = 1,86 \left[\frac{4}{\pi} \frac{w C_p}{k L} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14} \dots\dots\dots (4.7)$$

Untuk angka Reynold > 2100 :

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0,027 \left[\frac{D_i G}{\mu} \right]^{0,8} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14} \dots\dots\dots (4.8)$$

di mana :

h_i = koefisien film dalam tabung (Btu/hr-ft² °F).

C_p = panas spesifik fluida (Btu/lb °F).

k = konduktivitas thermal (Btu/hr-ft °F).

μ = viskositas fluida pada temperatur rata-rata (lb/ft-hr).

μ_w = viskositas fluida pada temperatur rata-rata dinding tube (lb/ft-hr).

G = laju aliran massa tiap satuan luas (lb/hr-ft²).

D_i = diameter dalam tube (inc).

L = panjang tube (ft)

w = laju aliran massa fluida (lb/hr)

Di mana untuk perbedaan temperatur dalam dan luar dinding kecil maka $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ sama dengan satu. Sedangkan temperatur dalam dinding dan luar dinding mempunyai perbedaan yang besar maka temperatur dinding dapat dihitung dari persamaan di bawah ini :

Sedangkan temperatur dinding tube dapat dihitung dengan

persamaan di bawah ini :

$$T_{wi} = \left(\frac{T_{i1} + T_{i2}}{2} \right) + \left[\frac{\frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right)}{\frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{d_o}{2k} \ln \frac{d_o}{d_i} + \left(\frac{1}{h_o} \right)} \right] \times \left[\left(\frac{T_{o1} + T_{o2}}{2} \right) - \left(\frac{T_{i1} + T_{i2}}{2} \right) \right] \dots\dots\dots (4.9)$$

$$T_{wo} = \left(\frac{T_{o1} + T_{o2}}{2} \right) + \left[\frac{(1/h_o)}{\frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{d_o}{2k} \ln \frac{d_o}{d_i} + \left(\frac{1}{h_o} \right)} \right] \times \left[\left(\frac{T_{i1} + T_{i2}}{2} \right) - \left(\frac{T_{o1} + T_{o2}}{2} \right) \right] \dots\dots\dots (4.10)$$

Sedangkan temperatur rata-rata dinding tube adalah temperatur rata-rata dinding luar dan dinding dalam tube.

4.3.2. koefisien film luar tabung (shell)

Koefisien film perpindahan panas sisi dalam tabung, h_o dapat dilihat dalam persamaan di bawah ini :

$$\frac{h_o d_o}{k} = 0,22 \left(\frac{d_o G_E}{\mu} \right)^{0,6} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_v} \right) \dots\dots\dots (4.11)$$

di mana :

h_o = koefisien film perpindahan panas sisi luar
(Btu/hr-ft²°F).

d_o = diameter luar tube (inch).

C_p = panas spesifik fluida sisi luar tube pada temperatur rata-rata (Btu/lb °F).

μ = viskositas absolut fluida sisi luar pada temperatur

rata-rata (lb/ft-hr).

μ_v = viskositas absolut fluida sisi luar pada temperatur dinding tabung (lb/ft-hr).

k = konduktivitas thermal fluida sisi luar tube pada temperatur rata-rata (Btu/hr-ft^{°F}).

G_F = Aliran massa rata-rata (lb/hr-ft²).
 $= 3600 \sqrt{g_x + g_L}$

g_x = crossflow mass velocity (lb/hr-ft²).

g_L = longitudinal mass velocity (lb/hr-ft²).

Crossflow velocity g_x ditentukan dengan asumsi bahwa seluruh aliran massa yang melewati shell pass melintasi luasan yang dibatasi oleh baffle.

$$g_x = \frac{0,04w}{M B} \dots\dots\dots (4.12)$$

di mana :

w = laju aliran massa (lb/hr).

M = jarak antara dua tube (ft).

B = jarak baffle (ft).

Besarnya M dapat dilihat pada tabel. Sedangkan longitudinal mass velocity g_L didasarkan pada asumsi bahwa seluruh aliran shell pass melalui baffle window

$$g_L = \frac{0,04w}{0,785 (d_s^2 - Nd_t^2)C} \dots\dots\dots (4.13)$$

di mana :

d_s = diameter dalam shell (in).

d_t = diameter luar tube (in).

N = jumlah bundel tube.

C = fraksi opening window.

Besarnya tahanan dari tube metal, r_v dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini :

$$r_v = \frac{d_o}{2k} \times \left(\ln \frac{d_o}{d_i} \right) \dots\dots\dots (4.14)$$

di mana :

d_o = diameter luar tube (inch).

d_i = diameter dalam tube (inch).

k = konduktivitas thermal tube (Btu/hr-ft^{°F}).

4.4. Luas Permukaan Perpindahan Panas

Luas permukaan perpindahan panas dapat dicari dengan penurunan persamaan di bawah ini :

$$Q = A_o \times U_o \times \Delta T = A_i \times U_i \times \Delta T \dots\dots\dots (4.15)$$

di mana :

Q = laju perpindahan panas (Btu/hr)

A_o = luas permukaan perpindahan panas luar tabung (ft²)

A_i = luas permukaan perpindahan panas dalam tabung (ft²)

U_o = koefisien perpindahan panas menyeluruh luar tabung
(Btu/hr-ft^{°F})

U_i = koefisien perpindahan panas menyeluruh dalam tabung
(Btu/hr-ft^{°F})

ΔT = log mean temperature different (°F)

4.5. Pressure Drop di Shell dan Tube

4.5.1. Penurunan tekanan di sisi shell

Penurunan tekanan yang disebabkan aliran fluida melalui shell disebabkan oleh kerugian aliran melalui baffle window dan kerugian yang ditimbulkan aliran melintang melewati bundel antara baffle.

Pressure loss melalui window akan sama dengan losses melalui orifices. Dengan menggunakan koefisien discharge 0,7 pressure drop tiap baffle adalah :

$$\Delta P_L = 0,00022 \frac{g_L^2}{\rho} \dots\dots\dots (4.16)$$

di mana,

ΔP_L = pressure loss yang disebabkan oleh window

g_L = laju aliran massa memanjang

ρ = massa jenis fluida

Pressure drop melewati bundle tube tidak dapat dihitung secara presisi, tetapi dapat didekati dengan persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_x = \frac{f N g_x^2}{2318 \rho} \dots\dots\dots (4.17)$$

$$f \text{ untuk aliran viscous} = \frac{15}{\left(\frac{P - D}{D} \right) (Re)} \dots\dots\dots (4.18)$$

$$f \text{ untuk aliran turbulen} = \frac{0,75}{\left(\frac{P - D}{D} \right)^{0,2} (Re)^{0,2}} \dots\dots (4.19)$$

di mana,

f = faktor gesekan

N = jumlah total baris tube melintang

g_x = laju aliran melintang

Re = angka reynold pada aliran melintang

P = tube pitch

D = diameter luar tube

Jumlah total baris tube dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

$$N = (\text{jumlah aliran melewati baffle}) \times (\text{jumlah baris melintasi bundle}) \times (1 - \text{window fraction})$$

Jumlah aliran fluida menyeberangi tube bundel adalah $N + 1$

$$N + 1 = \frac{12 \times L}{B} \dots\dots\dots (4.20)$$

di mana,

N = jumlah sekat

L = panjang tube

B = jarak baffle

Pressure drop total di shell adalah

$$\Delta P = \Delta P_x + \Delta P_L \dots\dots\dots (5.21)$$

4.5.2. Penurunan tekanan di sisi tube

Penurunan tekanan di sisi tabung disebabkan oleh adanya gesekan antara aliran fluida dengan dinding dalam tabung dan adanya pintu masuk (inlet) dan pintu keluar (outlet).

Pressure drop yang disebabkan oleh gesekan fluida dapat dicari dengan persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_f = \frac{2 f G^2 L}{144 g D \rho} \dots\dots\dots (4.22)$$

di mana,

ΔP_f = penurunan tekanan yang disebabkan oleh gaya gesekan,
psi

- f = faktor gesekan fluida dapat dicari dari grafik
 G = laju aliran massa di dalam tube
 L = panjang tabung
 g = gaya gravitasi
 D = diameter dalam tube
 ρ = massa jenis fluida dalam tabung

Pressure drop dikarenakan inlet dan outlet dapat dicari dengan persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_{io} = 0,00032 \frac{nG^2}{\rho} \dots\dots\dots (4.23)$$

di mana,

ΔP_{io} = pressure drop karena adanya inlet dan outlet

n = jumlah tube passes

G = laju aliran massa di dalam tube

ρ = massa jenis aliran di dalam tube

Penurunan tekanan total di dalam tabung adalah

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_{io} \dots\dots\dots (5.24)$$

4.6. Faktor Pengotoran

Setelah dipakai beberapa lama, permukaan perpindahan panas mungkin dilapisi oleh berbagai endapan yang biasa terdapat dalam sistem aliran. Atau dapat juga permukaan itu mengalami korosi yang disebabkan interaksi antara fluida dengan penukar panas. Diakibatkan oleh kedua hal tersebut di atas, maka lapisan itu akan memberikan tahanan tambahan terhadap aliran panas, dan hal ini akan menyebabkan menurunnya kemampuan alat kerja tersebut.

Pengaruh yang disebabkan oleh kedua hal tersebut dinyatakan dalam faktor pengotoran (fouling factor) atau tahanan pengotoran (R_d) yang harus diperhitungkan dalam menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh.

Faktor pengotoran didapat dari percobaan atau dapat ditentukan dari nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk kondisi bersih dan kondisi kotor. Nilai faktor pengotoran dinyatakan dalam hubungan :

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} \dots\dots\dots (4.25)$$

di mana :

R_d = faktor pengotoran

U_D = koefisien perpindahan panas menyeluruh desain

U_C = koefisien perpindahan panas menyeluruh dalam keadaan bersih

BAB V

PEMBAHASAN MASALAH

Dalam melakukan perhitungan-perhitungan didasarkan pada data-data perencanaan sebagai berikut :

- Temperatur masuk air laut (t_1) = 32°C
- Temperatur keluar air tawar (T_2) = 36°C
- Temperatur keluar air laut (t_2) = 45°C
- Laju aliran massa air laut (W_c) = $90 \text{ m}^3/\text{h}$
- Laju aliran massa air tawar (W_h) = $90 \text{ m}^3/\text{h}$

5.1. Keseimbangan Panas

Panas yang diterima oleh air laut adalah :

$$Q = W_c \times C_{pc} \times (t_2 - t_1)$$

di mana :

$$\begin{aligned} W_c &= 90 \text{ m}^3/\text{hr}, \text{ laju aliran massa air laut} \\ &= 90 \times \rho \times 2,205 \end{aligned}$$

di mana,

$$\rho_{\text{air laut}} = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$W_c = 90 \times 1025 \times 2,205$$

$$W_c = 203410 \text{ lb/hr}$$

$$\begin{aligned} t_1 &= 32^{\circ}\text{C} = (32 \times 9/5) + 32 \\ &= 89,6^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_2 &= 45^{\circ}\text{C} = (45 \times 9/5) + 32 \\ &= 113^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

$$C_{pc} = 0,96 \text{ Btu/lb }^{\circ}\text{F}, \text{ panas spesifik air laut}$$

Maka panas yang diterima air laut adalah :

$$Q = 203410 \times 0,9604 \times (113 - 89,6) \\ = 4571300 \text{ Btu/hr}$$

Dari persamaan kesetimbangan panas di mana panas yang diterima oleh air laut sama dengan panas yang dilepas. oleh air tawar, maka temperatur air tawar masuk dapat diketahui.

Persamaan kesetimbangan panas

$$Q = W_c \times C_{pc} \times (t_2 - t_1) = W_h \times C_{ph} \times (T_1 - T_2) \\ 4571300 = W_h \times C_{ph} \times (T_1 - T_2) \\ = W_h \times C_{ph} \times \Delta T$$

di mana,

$$W_h = 90 \text{ m}^3/\text{hr}, \text{ laju aliran massa air tawar} \\ = 90 \times \rho_{\text{air tawar}} \times 2,205$$

di mana,

$$\rho_{\text{air tawar}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$W_h = 90 \times 1000 \times 2,205$$

$$W_h = 198450 \text{ lb/hr}$$

$$T_2 = 36^\circ\text{C} = (36 \times 9/5) + 32 \\ = 96,8^\circ\text{F}$$

$$C_{ph} = 1 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}, \text{ panas spesifik air tawar}$$

$$4571300 = 198450 \times 1 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 4571300 / (198450 \times 1) \\ = 23,05^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

$$T_1 - T_2 = 23,04^\circ\text{F}$$

$$T_1 - 96,8 = 23,04$$

$$T_1 = 96,8 + 23,04$$

$$= 119,84 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Maka data-data perencanaan yang lebih lengkap lagi, dapat ditulis sebagai berikut :

- Temperatur masuk air laut (t_1) = $32^\circ\text{C} = 89,6 \text{ } ^\circ\text{F}$
- Temperatur keluar air laut (t_2) = $45^\circ\text{C} = 113 \text{ } ^\circ\text{F}$
- Temperatur masuk air tawar (T_1) = $48,8 \text{ } ^\circ\text{C} = 119,84 \text{ } ^\circ\text{F}$
- Temperatur keluar air tawar (T_2) = $36^\circ\text{C} = 96,8 \text{ } ^\circ\text{F}$
- Laju aliran massa air laut (W_c) = $90 \text{ m}^3/\text{h} = 203410 \text{ lb/hr}$
- Laju aliran massa air tawar (W_h) = $90 \text{ m}^3/\text{h} = 198450 \text{ lb/hr}$

5.2. Property (Sifat-sifat) Fluida

5.2.1. property air tawar

Sifat-sifat air tawar di dalam selongsong dihitung pada temperatur rata-rata (T_{av})

$$T_{av} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} = \frac{119,84 + 96,8}{2}$$

$$= 108,32 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Panas spesifik (C_p)

Panas spesifik air tawar (C_p) dapat dilihat dari gambar 1 pada temperatur $108,32 \text{ } ^\circ\text{F}$. Didapat harga $C_p = 1 \text{ Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$

Viskositas (μ)

Dari gambar 2 pada temperatur $108,32 \text{ } ^\circ\text{F}$ didapat harga $\mu = 0,67 \text{ centipoise}$. Satuan viskositas diubah dari centipoise ke dalam $\text{lb}/(\text{ft})(\text{hr})$ dengan mengalikan dengan 2,42 dan didapat $1,622 \text{ lb}/(\text{ft})(\text{hr})$

Konduktivitas thermal (k)

Konduktivitas thermal air tawar dapat dilihat dari gambar 3 pada temperatur $108,32^{\circ}\text{F}$ didapatkan harga $0,365 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{ft})$.

5.2.2. property air laut

Sifat-sifat air laut di dalam tabung dihitung pada temperatur rata-rata (t_{av})

$$t_{av} = \frac{t_{ci} + t_{co}}{2} = \frac{89,6 + 113}{2} \\ = 101,3^{\circ}\text{F}$$

Konduktivitas thermal (k)

Konduktivitas thermal air laut = 0,8 diameter air tawar (Kern, 1950, hal 152).

Konduktivitas air tawar $0,365 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{ft})$, sehingga konduktivitas thermal air laut $0,289 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{ft})$.

Viskositas (μ)

Viskositas air laut adalah dua kali viskositas air laut (Kern, 1950, hal 161). Didapat harga μ air laut $3,388 \text{ lb}/(\text{ft})(\text{hr})$.

Panas spesifik (C_p)

Panas spesifik air laut (C_p) didapat dari estimasi air tawar dan larutan garam (Kern, 1950, hal 161). Diasumsikan larutan garam 25% dalam air laut, sehingga didapatkan persamaan :

$$C_p(\text{campuran}) = 0,25 \times C_p(\text{garam}) + 0,75 \times C_p(\text{air tawar})$$

Dari gambar 1 didapat harga $C_p(\text{garam}) = 0,82$ dan $C_p(\text{air tawar}) = 1$. Sehingga dari persamaan di atas maka $C_p(\text{campuran})$ adalah $0,96 \text{ Btu}/(\text{lb})(^{\circ}\text{F})$.

pada temperatur 108,32 °F. Didapat harga $C_p = 1 \text{ Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$

5.3. Mean Temperature Different

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1}$$

Fluida Panas		Fluida dingin		
T_1	119,84	t_2	113	$\Delta t_2 = 6,84 \text{ } ^\circ\text{F}$
T_2	96,8	t_1	89,6	$\Delta t_1 = 7,4 \text{ } ^\circ\text{F}$
	23,04		23,4	

Untuk $\Delta t_2 < \Delta t_1$, maka persamaan di atas menjadi

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{7,4 - 6,84}{\ln (7,4/6,84)} \\ &= 7,12 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{23,04}{23,4}$$

$$R = 0,985$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{23,4}{119,84 - 89,6}$$

$$P = 0,76$$

Dari tabel tidak ada perpotongan antara kurva R dan kurva P, sehingga faktor koreksi atau dengan kata lain faktor koreksi adalah 1. LMTD dengan faktor koreksi 1 adalah single pass counterflow dengan laluan tube 1.

Sifat-sifat fisik fluida pada temperatur rata-rata

	Hot fluid (air tawar)	Cold fluid (air laut)
Temperatur	$T_{hi} = 119,84 \text{ } ^\circ\text{F}$ $T_{ho} = 96,8 \text{ } ^\circ\text{F}$	$t_{ci} = 89,6 \text{ } ^\circ\text{F}$ $t_{co} = 113 \text{ } ^\circ\text{F}$
Tenp. rata-rata	$T_{av} = 108,32 \text{ } ^\circ\text{F}$	$t_{av} = 101,3 \text{ } ^\circ\text{F}$
Panas spesifik	$C_{ph} = 1 \frac{\text{Btu}}{(\text{lb})(^\circ\text{F})}$	$C_{pc} = 0,96 \frac{\text{Btu}}{(\text{lb})(^\circ\text{F})}$
Viskositas	$\mu = 0,67 \text{ cp}$ $= 2,42 \times 0,67$ $= 1,622 \frac{\text{lb}}{(\text{ft})(\text{hr})}$	$\mu = 3,388 \frac{\text{lb}}{(\text{ft})(\text{hr})}$
Konduktivitas thermal	$k = 0,365$ $\frac{\text{Btu}}{(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})}$	$k = 0,289$ $\frac{\text{Btu}}{(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})}$

5.4. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

5.4.1. koefisien perpindahan panas desain

Koefisien perpindahan panas U untuk cooler air tawar dengan air laut mempunyai harga antara 100 - 200. Dalam perencanaan awal ini harga U_D diambil 200, fouling resistance didapatkan dari tabel. Untuk kedua fluida yaitu :

- air laut : 0,0005
- air tawar : 0,001

$$Q = U_D \times A \times \text{LMTD}$$

Dari persamaan di atas maka besarnya luasan perpindahan panas dapat diketahui. Untuk mencari harga A , persamaan di atas dapat diubah dalam bentuk di bawah ini.

$$A = \frac{Q}{(LMTD \times U_D)}$$

$$= \frac{4571300}{(7,12 \times 200)} = 3210 \text{ ft}^2$$

Jumlah tabung (N) dalam selongsong dapat dicari dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$N = \frac{A}{a' \times L}$$

di mana,

N = jumlah tabung (tube) di dalam selongsong.

A = Luas permukaan perpindahan panas.

a'_t = luas permukaan luar perpindahan panas tabung tiap feet.

L = Panjang tabung yang digunakan.

Digunakan tube dengan diameter 1 in dan panjang tube 16 ft.

Dari tabel untuk tabung dengan diameter 1 in OD luas a'_t = 0,2168 ft²/ft.

Maka jumlah tabung di dalam selongsong adalah :

$$N = \frac{3210}{(0,2618 \times 16)}$$

$$= 766 \text{ buah tabung}$$

Dalam perencanaan awal ini digunakan shell and tube dengan spesifikasi seperti di bawah ini :

Tube

material	: kuningan
jumlah lintasan	: 1 passes
outside diameter Od	: 1 in
tebal dinding	: 0,083 in
inside diameter	: 0,834 in
panjang tabung	: 16 ft

Shell

material : carbon stell
 inside diameter : 39 in
 jumlah tabung dalam shell : 808 buah
 jumlah lintasan : 1 passes
 susunan tabung P_t : $1 \frac{1}{4}$ triangular pitch
 jarak baffle : 8 in (25% cut segmental baffle)

Koreksi terhadap harga koefisien perpindahan panas menyeluruh U_D adalah dari persamaan :

$$U_D = \frac{Q}{A \times LMTD}$$

di mana,

$$Q = 45771300 \text{ Btu/hr}$$

$$LMTD = 7,12 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A = luas permukaan perpindahan panas, untuk jumlah tabung 808 buah maka luas perpindahan panas di atas perlu dikoreksi lagi. Luas permukaan perpindahan panas koreksi adalah

$$\begin{aligned}
 A &= N \times a_t \times L \\
 &= 808 \times 0,2618 \times 16 \\
 &= 3380 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

Harga U_D setelah koreksi adalah :

$$\begin{aligned}
 U_D &= \frac{4571300}{3380 \times 7,12} \\
 &= 189 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}
 \end{aligned}$$

5.4.2. koefisien perpindahan panas air tawar (shell side)

Koefisien perpindahan panas film selongsong dapat dicari dari persamaan di bawah ini

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0,22 \left[\frac{D_o G_E}{\mu} \right]^{0,6} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14}$$

$$h_o = 0,22 \frac{k}{D_o} \left[\frac{D_o G_E}{\mu} \right]^{0,6} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14}$$

di mana,

h_o = koefisien perpindahan panas air tawar, Btu/(hr)(ft²)(°F)

D_o = Diameter luar tabung

k = konduktivitas thermal fluida

G_E = Kecepatan massa rata-rata, lb/(hr)(ft²)

$$= 3600 \times \sqrt{g_x \times g_L}$$

g_x = kecepatan massa crossflow, lb/(sec)(ft²)

g_L = kecepatan massa longitudinal, lb/(sec)(ft²)

μ = viskositas absolut pada temperatur rata-rata

μ_w = viskositas absolut pada temperatur dinding rata-rata

untuk temperatur luar tabung dan dalam tabung yang mempunyai perbedaan kecil maka (μ/μ_w) dianggap satu.

Kecepatan massa crossflow dapat dicari dari persamaan di bawah ini

$$g_x = \frac{0,04 \times w}{M \times B}$$

di mana,

w = 198450 lb/hr, kecepatan massa air tawar

B = 8 inc, jarak baffle yang direncanakan

M = jarak antara tube dengan dinding pada center selongsong.

$$M = 0,25L + 2$$

di mana

L = outer tube limit of bundle

Harga L didapat dari persamaan di bawah

$$N = C \left[\frac{L}{P} \right]^2$$

di mana,

N = 808, jumlah tabung di dalam selongsong

L = Outer tube limit of bundle

C = konstanta

= 0,75 untuk square pitch

= 0,86 untuk triangular pitch

P = 1,25, tube pitch

$$808 = 0,86 \times \left[\frac{L}{1,25} \right]^2$$

L = 38 inch

Jadi harga M adalah

$$M = 0,25 \times 38 + 2 = 11,5$$

$$g_x = \frac{0,04 \times 198450}{11,5 \times 8} = 86 \text{ lb/((ft}^2\text{)(sec)}$$

Kecepatan massa memanjang/longitudinal aliran dapat dicari dari persamaan di bawah ini :

$$g_L = \frac{0,04 w}{0,785(d_s^2 - N d_t^2)C}$$

di mana :

d_s = diameter dalam shell, inch

d_t = diameter luar tube, inch

N = Jumlah tube di dalam bundle

C = window opening fraction as fraction berdasarkan pada luas bebas

$$g_L = \frac{198450 \times 0,04}{0,785 \times (39^2 - 808 \times 1^2) \times 0,25}$$

$$= 57 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$$

Maka kecepatan massa rata-rata adalah :

$$\begin{aligned} G_E &= 3600 \times \sqrt{g \times GL} \\ &= 3600 \times \sqrt{86 \times 57} \\ &= 252050 \text{ lb}/(\text{hr})(\text{ft}^2) \end{aligned}$$

Besarnya angka Reynold adalah :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{D_o G_E}{\mu} = \frac{1 \times 252050}{12 \times 1,622} \\ &= 12950 \end{aligned}$$

$$Re^{0,6} = 12950^{0,6} = 293$$

Besarnya harga $\left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,6}$ adalah :

$C_p = 1 \text{ Btu}/\text{lb } ^\circ\text{F}$, panas spesifik air tawar

$\mu = 1,622 \text{ lb}/(\text{ft})(\text{hr})$, viskositas air tawar

$k = 0,365 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})$, konduktivitas air tawar

$$\begin{aligned} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,6} &= \left[\frac{1 \times 1,622}{0,365} \right]^{0,6} \\ \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,6} &= 2,447 \end{aligned}$$

harga k/D_o adalah $= 0,365/(1/12) = 0,365 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$

Besarnya harga koefisien film shell adalah :

$$\begin{aligned} h_o &= 0,22 \frac{k}{D_o} \left[\frac{D_o G_E}{\mu} \right]^{0,6} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,33} \\ &= 0,22 \times 4,38 \times 293 \times 2,447 \\ h_o &= 692 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2) \end{aligned}$$

5.4.3. koefisien perpindahan air laut (tube side)

Angka Reynold aliran dalam tabung dapat dicari dari persamaan berikut :

$$Re = \frac{D_i G}{\mu}$$

Kecepatan massa air laut (G) di dalam tabung adalah :

$$G = w / (N \times a \times 3600)$$

di mana,

N = 808, jumlah tabung di dalam selongsong

w = 203410 lb/hr, aliran fluida di dalam tabung

a = luas bagian dalam tabung, dalam perencanaan menggunakan 1 in OD 14 BWG dari tabel diperoleh harga a sebesar 0,546 inc².

$$G = \frac{203410}{808 \times (0,546/144) \times 3600}$$

$$= 18,4 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$$

$$\mu = 3,388 \text{ lb}/(\text{ft})(\text{hr})$$

$$Re = \frac{(0,834/12) \times 18,4}{(3,388/3600)} = 1360$$

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas (film coefficient) dalam tabung yang mempunyai bilangan Reynold antara 100 sampai 2100 menggunakan persamaan berikut ini.

$$\frac{h_i D_i}{k} = 1,86 \left[\frac{4}{\pi} \frac{w C_p}{k L} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14}$$

di mana,

h_i = koefisien film dalam tabung

D_i = 0,834 inc, diameter dalam tabung

k = 0,2896 Btu/(hr)(ft²)(°F/ft), konduktivitas thermal fluida dalam tabung

w = 203410 lb/hr, kecepatan aliran massa air laut

C_p = 0,95 Btu/(lb)(°F/ft) panas spesifik air laut pada temperatur rata-rata

L = 16 ft, panjang tabung yang digunakan

μ = viskositas absolut pada temperatur rata-rata

μ_v = viskositas absolut pada temperatur dinding rata-rata untuk temperatur luar tabung dan dalam tabung yang mempunyai perbedaan kecil maka (μ/μ_v) dianggap satu.

$$h_i = 1,86 \frac{k}{D_i} \left[\frac{4}{\pi} \frac{w C_p}{k L} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_v} \right]^{0,14}$$

$$h_i = 1,86 \times \frac{0,289}{(0,834/12)} \times \left[\frac{4}{\pi} \frac{203410}{0,289} \frac{0,96}{16} \right]^{0,33}$$

$$= 280 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$$

5.4.4. koefisien perpindahan menyeluruh bersih

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \left[\frac{A_o}{A_i} \right]}$$

di mana,

U_c = Koefisien perpindahan menyeluruh

h_o = koefisien film luar tabung

h_i = koefisien film dalam tabung

A_o = luas permukaan luar tabung

A_i = luas permukaan dalam tabung

maka harga koefisien menyeluruh bersih adalah,

$$U_c = \frac{1}{(1/692) + ((1/280) \times (1,438))}$$

$$= 160 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$$

Harga U_c sebenarnya lebih kecil dibandingkan harga U_D maka perencanaan harus diulang kembali dengan mengambil harga U_D lebih kecil dari semula.

Untuk perhitungan ulang ini diambil harga U_D 150.

Luas permukaan perpindahan panas adalah :

$$A = \frac{Q}{(\text{LMTD} \times U_D)}$$

$$= \frac{4571300}{(7,12 \times 150)} = 4280 \text{ ft}^2$$

Jumlah tabung (N)

Digunakan tube dengan diameter 1 in dan panjang tube 16 ft, dengan $1\frac{1}{4}$ triangular pitch. Dari tabel untuk tabung dengan diameter 1 in OD luas $a'_t = 0,2168 \text{ ft}^2/\text{ft}$.

$$N = \frac{4280}{(0,2618 \times 16)}$$

$$= 1022 \text{ buah tabung}$$

Dalam perencanaan awal ini digunakan shell and tube dengan spesifikasi seperti di bawah ini :

Tube

material	: kuningan
jumlah lintasan	: 1 passes
outside diameter Od	: 1 in
tebal dinding	: 0,083 in
inside diameter	: 0,834 in
panjang tabung	: 16 ft

Shell

material	: carbon stell
inside diameter	: 45 in
jumlah tabung dalam shell	: 1035 buah
jumlah lintasan	: 1 passes
susunan tabung P_t	: $1\frac{1}{4}$ triangular pitch
jarak baffle	: 9 in (15% cut segmental baffle)

Koreksi terhadap harga koefisien perpindahan panas menyeluruh U_D adalah dari persamaan :

$$U_D = \frac{Q}{A \times \text{LMTD}}$$

$$\begin{aligned}
 A &= N \times a_t' \times L \\
 &= 1035 \times 0,2618 \times 16 \\
 &= 4335,41 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_D &= \frac{4571300}{4335,41 \times 7,12} \\
 &= 145 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}
 \end{aligned}$$

koefisien film air tawar (shell side)

$$\begin{aligned}
 h_o &= 0,22 \frac{k}{D_o} \left[\frac{D_o G_E}{\mu} \right]^{0,6} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_v} \right]^{0,14} \\
 g_x &= \frac{0,04 \times w}{M \times B} \\
 M &= 0,25L + 2
 \end{aligned}$$

Harga L didapat dari persamaan di bawah

$$\begin{aligned}
 N &= C \left[\frac{L}{P} \right]^2 \\
 1035 &= 0,86 \times \left[\frac{L}{1,25} \right]^2 \\
 L &= 43 \text{ in}
 \end{aligned}$$

harga M adalah

$$M = 0,25 \times 43 + 2 = 12,8$$

$$g_x = \frac{0,04 \times 198450}{12,8 \times 9} = 69 \text{ lb/(ft}^2\text{)(sec)}$$

Kecepatan massa memanjang/longitudinal aliran dapat dicari dari persamaan di bawah ini :

$$\begin{aligned}
 g_L &= \frac{0,04 w}{0,785(d_s^2 - Nd_t^2)C} \\
 g_L &= \frac{198450 \times 0,04}{0,785 \times (45^2 - 1035 \times 1^2) \times 0,15} \\
 &= 68 \text{ lb/(ft}^2\text{)(sec)}
 \end{aligned}$$

Kecepatan massa rata-rata adalah :

$$G_E = 3600 \times \sqrt{g_x \times g_L}$$

$$= 3600 \times \sqrt{69 \times 68}$$

$$= 246600 \text{ lb}/(\text{hr})(\text{ft}^2)$$

Besarnya angka Reynold adalah :

$$Re = \frac{D_o G_E}{\mu} = \frac{1 \times 2246600}{12 \times 1,622}$$

$$= 11540$$

$$Re^{0,6} = 11540^{0,6} = 273$$

Besarnya harga $\left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,6}$ adalah :

$C_p = 1 \text{ Btu}/\text{lb } ^\circ\text{F}$, panas spesifik air tawar

$\mu = 1,622 \text{ lb}/(\text{ft})(\text{hr})$, viskositas air tawar

$k = 0,365 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})$, konduktivitas air tawar

$$\left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,6} = \left[\frac{1 \times 1,622}{0,365} \right]^{0,6}$$

$$\left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,6} = 2,447$$

harga k/D_o adalah $= 0,365/(1/12) = 4,38 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$

Besarnya harga koefisien film shell adalah :

$$h_o = 0,22 \frac{k}{D_o} \left[\frac{D_o G_E}{\mu} \right]^{0,6} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0,33}$$

$$= 0,22 \times 4,38 \times 273 \times 2,447$$

$$h_o = 650 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$$

koefisien perpindahan air laut (tube side)

Angka Reynold aliran dalam tabung :

$$Re = \frac{D_i G}{\mu}$$

Kecepatan massa air laut (G) di dalam tabung adalah :

$$G = w / (N \times a \times 3600)$$

$$G = \frac{203410}{1035 \times (0,546/144) \times 3600}$$

$$= 14,4 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$$

$$Re = \frac{(0,834/12) \times 14,4}{(3,388/3600)} = 1063$$

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas (film coefficient) dalam tabung yang mempunyai bilangan Reynold antara 100 sampai 2100 menggunakan persamaan berikut ini.

$$\begin{aligned} \frac{h_i D_i}{k} &= 1,86 \left[\frac{4}{\pi} \frac{w C_p}{k L} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14} \\ h_i &= 1,86 \frac{k}{D_i} \left[\frac{4}{\pi} \frac{w C_p}{k L} \right]^{0,33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14} \\ h_i &= 1,86 \times \frac{0,289}{(0,834/12)} \times \left[\frac{4}{\pi} \frac{203410}{0,289} \frac{0,96}{16} \right]^{0,33} \\ &= 280 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2) \end{aligned}$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \left[\frac{A_o}{A_i} \right]}$$

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{1}{(1/650) + ((1/280) \times (1,438))} \\ &= 150 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2) \end{aligned}$$

5.6. Penurunan Tekanan Sisi Tabung

Penurunan tekanan pada sisi tabung dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_f = \frac{2 f G^2 L}{144 g D \rho}$$

Aliran laminar untuk fluida yang mengalir di dalam pipa atau tabung ialah yang mempunyai angka Reynold di bawah 2100. Bilangan Reynold untuk aliran di dalam tabung adalah 1160, jadi termasuk aliran laminar. Untuk aliran laminar besarnya faktor gesekan (f) menggunakan formula Hagen - Poiseuille yaitu :

$$\begin{aligned} f &= \frac{16}{Re} \\ &= \frac{16}{1063} = 0,01505 \end{aligned}$$

di mana,

ΔP_f = penurunan tekanan yang disebabkan oleh gaya gesekan,
psi

f = 0,01379, faktor gesekan

G = 14,4 lb/(ft²)(sec), kecepatan massa air laut dalam
tabung

L = 16 ft, panjang tabung

g = 32,2 (lb)(ft)/(lbf)(sec²), gaya gravitasi

D = 0,834 inc, diameter dalam tube

ρ = 64 lb/ft³, massa jenis air laut

Penurunan tekanan yang disebabkan oleh adanya gaya gesekan
dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_f = \frac{2 \times 0,01379 \times 14,4^2 \times 16}{144 \times 32,2 \times (0,834/12) \times 64}$$

$$= 4,437 \times 10^{-3} \text{ psi}$$

Penurunan tekanan yang disebabkan adanya pintu masuk dan
keluar dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_{io} = 0,00032 \frac{nG^2}{\rho}$$

di mana,

n = 1, jumlah tube passes

g = 14,4 lb/(ft²)(sec), kecepatan massa di tabung

$$\Delta P_{io} = 0,00032 \times \frac{1 \times 14,4^2}{64}$$

$$= 1,0368 \times 10^{-3} \text{ psi}$$

$$\text{Total penurunan tekanan adalah} = 4,437 \times 10^{-3} + 1,0368 \times 10^{-3}$$

$$= 5,4738 \times 10^{-3} \text{ psi}$$

Penurunan tekanan di sisi tabung jauh dari yang disyaratkan
yaitu sebesar 10 psi.

5.6. Penurunan Tekanan Sisi Shell

Penurunan tekanan di sisi shell terdiri atas dua yaitu penurunan tekanan karena aliran melintang (ΔP_x) dan penurunan tekanan karena aliran memanjang/longitudinal (ΔP_L).

Penurunan tekanan karena aliran melintang dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

$$\Delta P_x = \frac{f N g_x^2}{2318 \rho}$$

di mana,

f = faktor gesekan di shell

$g_x = 69 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$, kecepatan massa melintang di shell

N = Jumlah total baris melintang di tabung

ρ = massa jenis air tawar

faktor gesekan di shell dapat dicari dari persamaan di bawah ini,

untuk aliran viscous f adalah,

$$f = \frac{15}{\frac{P - D}{D} \frac{D G_x}{\mu}}$$

untuk aliran turbulen f adalah,

$$f = \frac{0,75}{\left(\frac{P - D}{D}\right)^{0,2} \left(\frac{D G_x}{\mu}\right)^{0,2}}$$

Aliran transisi laminar ke turbulen terjadi pada

$$\frac{D G_x}{\mu} = \frac{42,5 D}{(P - D)}$$

Besarnya angka Reynold untuk aliran melintang adalah,

$$g_x = 69 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$$

$$\text{harga } G_x = 3600 \times g_x$$

$$G_x = 248400 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{hr})$$

$$Re = \frac{(1/12) \times 248400}{1,694} = 12220 \text{ (aliran turbulen)}$$

$$\frac{42,5 \times 1}{(1^{1/4} - 1)} = 2,5$$

Untuk aliran turbulen harga f adalah,

$$f = \frac{0,75}{\left[\frac{1^{1/4} - 1}{1} \right]^{0,2} \times 12220^{0,2}}$$

$$= 0,15$$

$$\Delta P_x = \frac{f N G_x^2}{2318 \rho}$$

$$\text{Baffle spaces adalah } \frac{L \times 12}{B} = \frac{16 \times 12}{9} = 21$$

$$\text{Jumlah baffles adalah } 21 - 1 = 20$$

Jumlah baris melintang di shell adalah

$$N = \frac{45}{1^{1/4}} \times 20 \times (1 - 0,15) = 612$$

$$\Delta P_x = \frac{0,15 \times 612 \times 69^2}{2318 \times 62,43} = 3,02 \text{ psi}$$

Penurunan tekanan memanjang/longitudinal di sisi shell

$$\text{adalah } \Delta P_L = 0,00022 \times \frac{g L^2}{\rho}$$

$$\Delta P_L = 0,00022 \times \frac{68^2}{62,43} = 0,0163 \text{ psi}$$

Penurunan tekanan di sisi shell adalah :

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_x = 3,02 + 0,0163 = 3,0363 \text{ psi}$$

Penurunan tekanan di sisi shell memenuhi persyaratan.

5.7. Tahanan Pengotoran (Fouling Resistance)

Tahanan pengotoran (fouling resistance) dapat dihitung dari persamaan di bawah ini.

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D}$$

di mana,

$$U_c = 150 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

$$U_D = 145 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

$$R_d = \frac{150 - 145}{150 \times 145}$$

$$R_d = 0,00023 \text{ (hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)/Btu}$$

Tahanan pengotoran ini jauh lebih kecil dibandingkan dengan tahanan pengotoran yang disyaratkan, karena penurunan tekanan masih dibawah yang diijinkan maka perencanaan diulang lagi sampai didapatkan harga yang optimal.

trial 3

Untuk trial 3 ini diambil diameter tabung $\frac{3}{4}$ in dengan panjang tube 16 ft dengan susunan tabung 1 in triangular pitch, dengan jarak baffle 8 in, satu laluan. Dengan melakukan perhitungan seperti sebelumnya maka didapatkan harga sebagai berikut :

- ID Shell 39 in
- Jumlah tabung 1227 buah
- Luas permukaan perpindahan panas, $A = 4585 \text{ ft}^2$
- Koefisien perpindahan panas menyeluruh desain, $U_D = 140 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$
- Kecepatan massa melintang, $g_x = 96 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$

- Kecepatan massa memanjang, $G_L = 96 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$
- Kecepatan massa rata-rata, $G_R = 345600 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{hr})$
- Angka Reynold di shell, $Re = 13320$ (turbulen)
- Koefisien film shell, $h_o = 938 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$
- Kecepatan massa air laut di tube, $G = 20,79 \text{ lb}/(\text{ft}^2)(\text{sec})$
- Angka Reynold di tube, $Re = 1515$ (laminer)
- Koefisien film tube, $h_i = 402 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$
- Koefisien perpindahan panas menyeluruh bersih, $U_c = 193 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$
- Penurunan tekanan di shell
 - penurunan tekanan melintang, $\Delta P_x = 6,842 \text{ psi}$
 - penurunan tekanan memanjang, $\Delta P_L = 0,0325 \text{ psi}$

Jadi penurunan tekanan total di shell, $\Delta P = 6,8745 \text{ psi}$,
penurunan tekanan ini memenuhi persyaratan.
- Penurunan tekanan di tube
 - penurunan tekanan karena gesekan, $\Delta P_f = 0,0102 \text{ psi}$
 - penurunan tekanan karena pintu masuk dan keluar, $\Delta P_{io} = 0,00216 \text{ psi}$

Jadi penurunan tekanan total di tube, $\Delta P = 0,01236 \text{ psi}$,
penurunan tekanan ini memenuhi syarat.
- Tahanan kekotoran, $R_d = 0,00196 (\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$, tahanan kekotoran ini lebih besar dibandingkan tahanan kekotoran cooler $0,0015 (\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$. Jadi tahanan kekotoran ini memenuhi persyaratan.

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan di muka, untuk mendapatkan hasil perencanaan yang optimal dapat

dirangkum hasilnya sebagai berikut :

trial 1

Diameter dalam shell 39 in, jarak baffle 8 in, susunan tube dalam shell $1\frac{1}{4}$ in triangular pitch. Adapun tube yang digunakan mempunyai ukuran diameter luar 1 in, panjang tube 16 ft, jumlah tube dalam shell 808 buah dan dengan laluan tube 1 pass.

hi = 280	koefisien film, Btu/(hr)(°F)(ft ²)	ho = 692
Uc = 160 Btu/(hr)(°F)(ft ²)		
Ud = 189 Btu/(hr)(°F)(ft ²)		
Rd yang disyaratkan = 0,0015 (hr)(ft ²)(°F)/Btu		
Rd perhitungan = 0,00096 (hr)(ft ²)(°F)/Btu		
$7,87 \times 10^{-3}$	ΔP perhitungan, psi	3,98
10	ΔP yang diijinkan, psi	10

trial 2

Diameter dalam shell 45 in, jarak baffle 8 in, susunan tube dalam shell $1\frac{1}{4}$ in triangular pitch. Adapun tube yang digunakan mempunyai ukuran diameter luar 1 in, panjang tube 16 ft, jumlah tube dalam shell 1035 buah dan dengan laluan tube 1 pass.

hi = 280	koefisien film, Btu/(hr)(°F)(ft ²)	ho = 650
Uc = 150 Btu/(hr)(°F)(ft ²)		
Ud = 145 Btu/(hr)(°F)(ft ²)		
Rd yang disyaratkan = 0,0015 (hr)(ft ²)(°F)/Btu		
Rd perhitungan = 0,00023 (hr)(ft ²)(°F)/Btu		
5,47 x 10 ⁻³	ΔP perhitungan, psi	3,04
10	ΔP yang diijinkan, psi	10

trial 3

Diameter dalam shell 39 in, jarak baffle 8 in, susunan tube dalam shell 1 in triangular pitch. Adapun tube yang digunakan mempunyai ukuran diameter luar ³/₄ in, panjang tube 16 ft, jumlah tube dalam shell 1227 buah dan dengan laluan tube 1 pass.

hi = 402	koefisien film, Btu/(hr)(°F)(ft ²)	ho = 938
Uc = 193 Btu/(hr)(°F)(ft ²)		
Ud = 140 Btu/(hr)(°F)(ft ²)		
Rd yang disyaratkan = 0,0015 (hr)(ft ²)(°F)/Btu		
Rd perhitungan = 0,00196 (hr)(ft ²)(°F)/Btu		
0,01236	ΔP perhitungan, psi	6,87
10	ΔP yang diijinkan, psi	10

BAB VI

ANALISA DAN PEMBAHASAN HASIL PERHITUNGAN

Dalam perencanaan cooler ini dilakukan dengan metode integral Donahue. Untuk menentukan dimensi yang tepat serta memenuhi standart TEMA pada perhitungannya digunakan dengan menggunakan metode trial and error. Ukuran yang optimum diperoleh dengan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U_D) setinggi-tingginya dengan pressure drop diusahakan mendekati 10 psi, serta tahanan pengotoran tidak kurang 0,0015 $(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$.

6.1. trial 1

Pada trial pertama diambil U_D 200 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$ dan didapatkan harga diameter shell 39 in diameter tube 1 in dan jumlah tube dalam shell 808. Untuk data tersebut di atas maka didapatkan harga U_D koreksi dari data sebesar 189 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$. Dari hasil perhitungan didapatkan harga U_c sebesar 160 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$. Karena U_c lebih kecil dibandingkan U_D maka perhitungan harus diulang kembali.

6.2. trial 2

Pada trial kedua diambil U_D 150 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$ dan

didapatkan harga diameter shell 45 in diameter tube 1 in dan jumlah tube dalam shell 1035. Untuk data tersebut di atas maka didapatkan harga U_D koreksi dari data sebesar 145 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$. Dari hasil perhitungan didapatkan harga U_c sebesar 150 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$. U_c lebih besar dibandingkan dengan U_D , ini memenuhi persyaratan. Kemudian dilihat penurunan tekanan yang terjadi di sisi shell dan tube. Dari hasil perhitungan didapatkan harga penurunan tekanan di sisi shell 3,04 psi dan penurunan tekanan di tube $5,47 \times 10^{-3}$ psi. Penurunan tekanan yang terjadi masih di bawah yang dipersyaratkan yaitu sebesar 10 psi. Tahanan pengotoran yang terjadi dalam cooler 0,00023 $(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$, sedangkan tahanan pengotoran yang disyaratkan 0,0015 $(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$. Tahanan pengotoran yang terjadi di bawah dari harga yang disyaratkan maka perhitungan harus diulang.

6.3. trial 3

Pada trial kedua diambil U_D 150 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$, dengan mengubah diameter tube menjadi $3/4$ in dengan 1 in triangular pitch didapatkan diameter shell 39 in dan jumlah tube di dalam shell sebanyak 1460 buah. Dengan data tersebut di atas maka didapatkan harga U_D koreksi sebesar 140 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$. Dari hasil perhitungan didapatkan harga U_c sebesar 193 $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)$. U_c lebih besar dibandingkan dengan U_D , ini memenuhi persyaratan. Kemudian dilihat penurunan tekanan yang terjadi di sisi shell dan tube. Dari

hasil perhitungan didapatkan harga penurunan tekanan di sisi shell 6,87 psi dan penurunan tekanan di tube 0,01236 psi. Penurunan tekanan yang terjadi masih di bawah yang dipersyaratkan yaitu sebesar 10 psi. Tahanan pengotoran yang terjadi dalam cooler $0,00196 \text{ (hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)/Btu}$, tahanan pengotoran cooler ini memenuhi persyaratan dari tahanan pengotoran minimal yang diperlukan sebesar $0,0015 \text{ (hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)/Btu}$. Maka dipilih cooler dengan data-data seperti pada trial 3 ini.

6.4. Pembahasan

Dalam perencanaan awal diambil harga koefisien perpindahan panas menyeluruh desain (U_D) yang paling besar. Ini dimaksudkan untuk mendapatkan luas permukaan perpindahan panas yang kecil. Kemudian dilakukan perhitungan koefisien film tube (h_i), koefisien perpindahan panas menyeluruh bersih (U_c), penurunan tekanan di shell maupun di tube (ΔP) dan tahanan pengotoran (R_d).

Dari hasil tersebut dievaluasi apakah hasil perhitungan tersebut sudah memenuhi persyaratan atau belum. Untuk mendapatkan hasil perhitungan yang optimal dan memenuhi persyaratan maka dilakukan metode trial and error.

Dari hasil data perhitungan laju aliran air laut (sisi Tube) 203410 lb/hr, laju aliran massa air tawar 198450 lb/hr didapatkan harga koefisien film selongsong (h_o) 938 $\text{btu/(hr)(ft}^2\text{)}$. Harga ini cukup optimal untuk penukar panas

tersebut.

Dengan data-data perhitungan yang disebutkan di atas maka penurunan tekanan yang terjadi di selongsong 6,875 psi. Penurunan tekanan di sisi tabung 0,01236 psi, penurunan tekanan di kedua sisi masih di bawah penurunan tekanan yang diijinkan yaitu sebesar 10 psi. Tahanan pengotoran yang terjadi di dalam penukar panas adalah 0,00196 $(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$.

BAB VII

KESIMPULAN

Dari uraian yang telah dijelaskan di muka, maka didapatkan kesimpulan yang berkaitan dengan perencanaan penukar panas (central cooler) type shell and tube sebagai berikut :

1. Koefisien perpindahan panas sisi dalam (h_i) diperoleh dengan harga $402 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)$, serta koefisien perpindahan sisi luar (h_o) sebesar $938 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)$.
2. Penurunan tekanan dalam tube sebesar $0,00196 \text{ psi}$, sedang penurunan tekanan pada shell sebesar $6,875 \text{ psi}$.
3. Tahanan pengotoran dalam penukar panas yang terjadi adalah $0,00196 (\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$.
4. Dimensi optimum diperoleh pada trial yang ketiga dengan ukuran sebagai berikut :

Selongsong

- Diameter dalam selongsong 39 in
- Jumlah tabung dalam selongsong 1227 buah
- Jarak baffle 8 in
- Susunan tabung dalam selongsong 1 in triangular pitch
- Laluan 1 pass

Tabung

- Diameter luar tabung $\frac{3}{4}$ in
- Tebal dinding tabung $0,083 \text{ in}$

- Diameter dalam tabung 0,584 in
- Panjang tabung 16 ft

5. Metode trial and error sangat efektif untuk memperoleh dimensi ukuran central cooler motor MAN L 35 MC dengan type shell and tube.

DAFTAR PUSTAKA

1. Ir. Prajitno, Diktat Mesin Kapal, 1986.
2. Project Guide Two-stroke Engines L 35 MC, 1988.
3. Harrington, Roy L., Editor, Marine Engineering SNAME, New York, 1976.
4. Ir. Zuhdy MF, MEng., Aguk., Perbandingan Metode Integrasi Dengan Metode Analisis Aliran Dalam Rancang Bangun Penukar Panas Jenis Selongsong dan Tabung, ITS, 1989.
5. Holman, J.P., Jasjfi, E., Perpindahan Kalor, edisi keenam, Airlangga, Jakarta, 1991.
6. Incropera, Frank., Dewitt, David P., Fundamental of Heat and Mass Transfer, third edition, John Willey & Sons, Singapore, 1990.
7. Mc Adams, William H., Heat Transmission 3rd edition, Mc Graw Hill, Tokyo.
8. TEMA, Standard of Tubular Exchanger Manufactures Association, 1978.
9. Kern, Donald Q., Process Heat Transfer, Mc Graw Hill, New York 1981.
10. Nelson, W. L., Petroleum Refinery Engineering, 4th edition, Mc Graw Hill.
11. Kreith, Frank., Prijono, Arko., M.Sc., Prinsip-prinsip Perpindahan Panas, edisi ketiga, Airlangga, Jakarta, 1991.
12. Ir. M. Sitompul, Tunggul., S.E., M.Sc., Alat Penukar Kalor, PT RajaGrafindo Persada, Jakarta, 1983.

13. Perry, Robert H., Green, Don, Perry's Chemical Engineers Hand Book 6th edition, Mc Graw Hill, New York, 1984.
14. Rohsenow, Warren M., Harnett, James., Gannic Ejup N., Handbook of Heat Transfer Application, 2nd edition, Mc Graw Hill, New York, 1985.

FAKTOR KONVERSI

Panjang:	1 in. = 0,08333 ft 1 cm = 0,03281 ft 1 mile = 5280 ft 1 μ (mikron) = $3,281 \times 10^{-6}$ ft 1 Å (angstrom) = 10^{-8} cm
Massa:	1 kg (kilogram) = 2,205 lb _m 1 g (gram) = $2,205 \times 10^{-3}$ lb _m 1 slug = 32,1739 lb _m
Gaya:	1 poundal = 0,03108 lb _f 1 dyne = $2,248 \times 10^{-6}$ lb _f 1 kg = 2,205 lb _f
Energi:	1 ft-lb _f = 0,001285 Btu 1 kWh (kilowatt-jam) = 3413 Btu 1 hp (horsepower) = 2544 Btu/h 1 keal (kilokalori) = 3,968 Btu 1 joule = $9,478 \times 10^{-4}$ Btu
Laju aliran panas per luas: satuán:	1 cal/s cm ² = 13,272 Btu/h ft ² 1 watt/cm ² = 3171 Btu/h ft ² 1 cal/h cm ² = 3,687 Btu/h ft ²
Tekanan:	1 atm = 2116 psf 1 dyne/cm ² = 0,00209 psf 1 cm Hg = 27,85 psf 1 in. Hg = 70,73 psf 1 in. air = 5,20 psf 1 ft air = 62,43 psf
Kerapatan:	1 gm/cm ³ = 62,43 lb _m /ft ³ 1 lb _m /gallon = 7,481 lb _m /ft ³ 1 lb _m /inch ³ = 1728 lb _m /ft ³
Suhu:	1 R (derajat Rankine) = 1 F (derajat Fahrenheit) 1 C (derajat Celsius) = 1,8 F 1 K (derajat Kelvin) = 1,8 F
Energi spesifik per derajat:	1 cal/g C = 1 Btu/lb _m F
Konduktivitas termal:	1 cal/s cm ² (C/cm) = 241,9 Btu/h ft ² (F/ft) 1 watt/cm ² (C/cm) = 57,79 Btu/h ft ² (F/ft) 1 Btu/h ft ² (F/in.) = 0,08333 Btu/h ft ² (F/ft)
Konduktansi termal satuan:	1 cal/s cm ² C = 7373 Btu/h ft ² F 1 watt/cm ² C = 1761 Btu/h ft ² F 1 cal/h cm ² C = 2,048 Btu/h ft ² F
Viskositas:	1 cp (centipoise) = 0,000672 lb _m /s ft 1 cp = 2,42 lb _m /h ft
Volume:	1 lb _f s/ft ² = 32,174 lb _m /s ft 1 gal (A.S.) = 0,1337 ft ³ 1 ft ³ = 28,32 liter

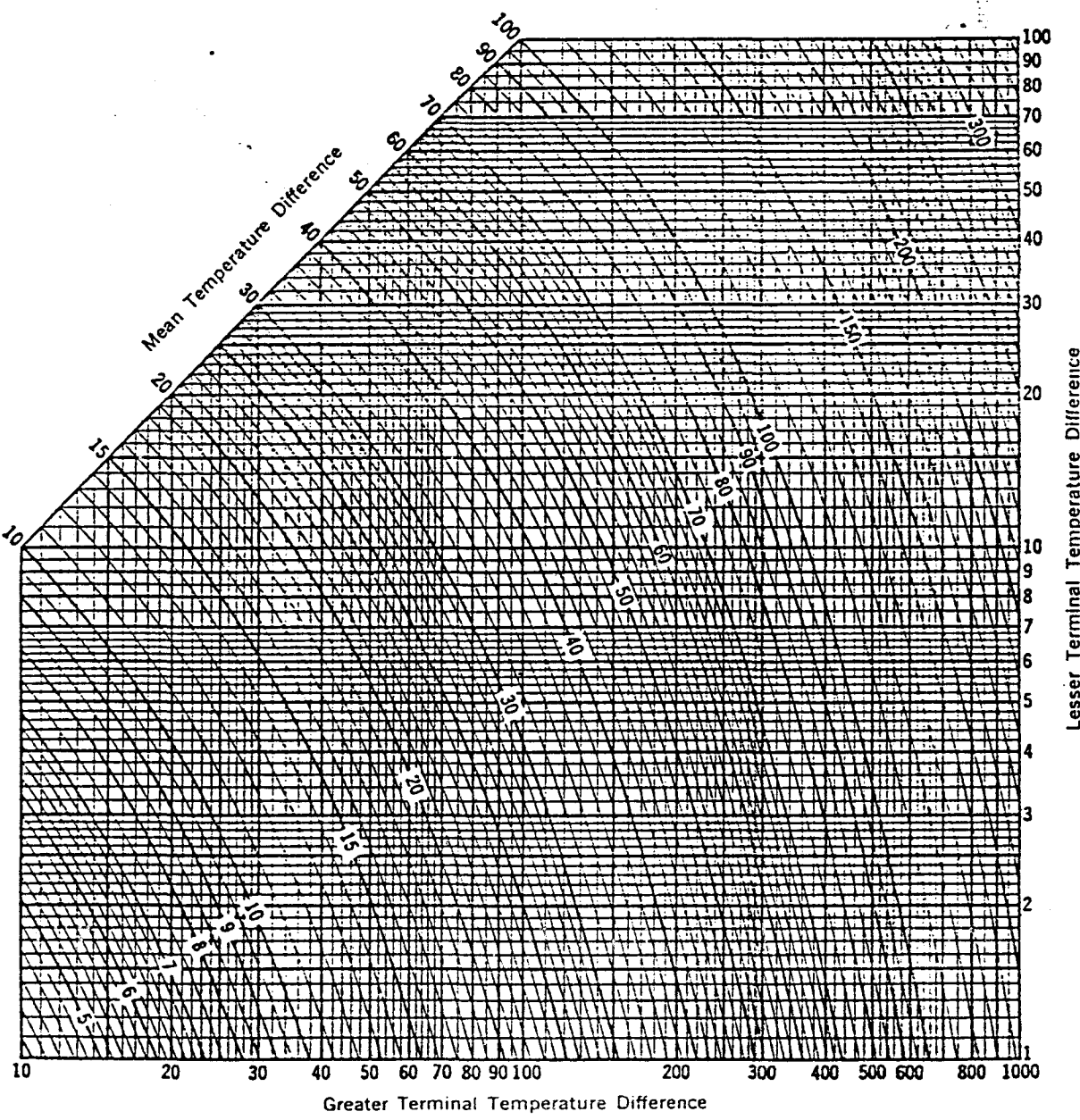
FAKTOR KONVERSI

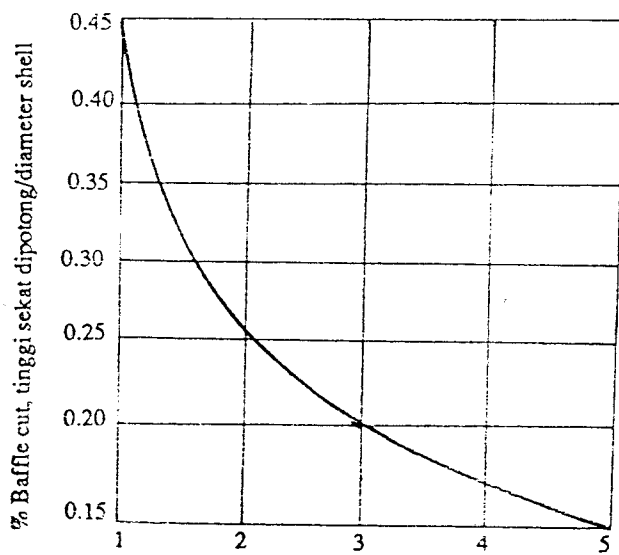
Besaran fisik	Satuan Teknik A.S.	Satuan SI	Konstanta Konversi
Panjang:	foot	m	1 ft = 0,3048 m
Luas:	ft ²	m ²	1 ft ² = 0,0929 m ²
Volume:	ft ³	m ³	1 ft ³ = 0,0283 m ³
	gallon		1 gallon = 0,004546 m ³
Massa:	lb _m	kg	1 lb _m = 0,4536 kg
Kerapatan:	lb _m /ft ³	kg m ⁻³	1 lb _m /ft ³ = 16,02 kg m ⁻³
Gaya:	lb _f	N	1 lb _f = 4,448 N
Tekanan:	psi	Nm ⁻²	1 psi = 6894,8 Nm ⁻²
	lb _f /ft ²		1 lb _f /ft ² = 47,88 Nm ⁻²
	atmosphere		1 atm = 101.300 Nm ⁻²
Suhu:	derajat R	K	1 °R = (5/9) K
	derajat F		t (°F) = (K - 273) 9/5 + 32
Energi:	Btu	J	1 Btu = 1055,1 J
	kalori		1 cal = 4,186 J
	ft-lb _f		1 ft-lb _f = 1,3558 J
Laju aliran panas:	Btu/h	W	1 Btu/h = 0,293 W
Daya:	HP	W	1 HP = 745,7 W
Fluks panas:	Btu/h ft ²	W m ⁻²	1 Btu/h ft ² = 3,152 W m ⁻²
Kapasitas panas spesifik:	Btu/lb F	J kg ⁻¹ K ⁻¹	1 Btu/lb F = 4,184 J kg ⁻¹ K ⁻¹
Konduktivitas termal:	Btu/h ft F	W m ⁻¹ K ⁻¹	1 Btu/h ft F = 1,731 W m ⁻¹ K ⁻¹
			1 Btu/h ft ² F = 5,67 W m ⁻² K ⁻¹
Koefisien perpindahan- panas			
Kecepatan:	ft/s	m s ⁻¹	1 ft/s = 0,3048 m s ⁻¹
Laju aliran massa	lb _m /h	kg s ⁻¹	1 lb/h = 0,000126 kg s ⁻¹
Viskositas:	lb _m /h ft	Ns/m ²	1 lb _m /h ft = 4,13 × 10 ⁻⁴ Ns/m ²
	lb _m /s ft		1 lb _m /s ft = 1,488 Ns/m ²
	ft ² /s	m ² s ⁻¹	1 ft ² /s = 0,0929 m ² s ⁻¹

CHART FOR SOLVING LMTD FORMULA

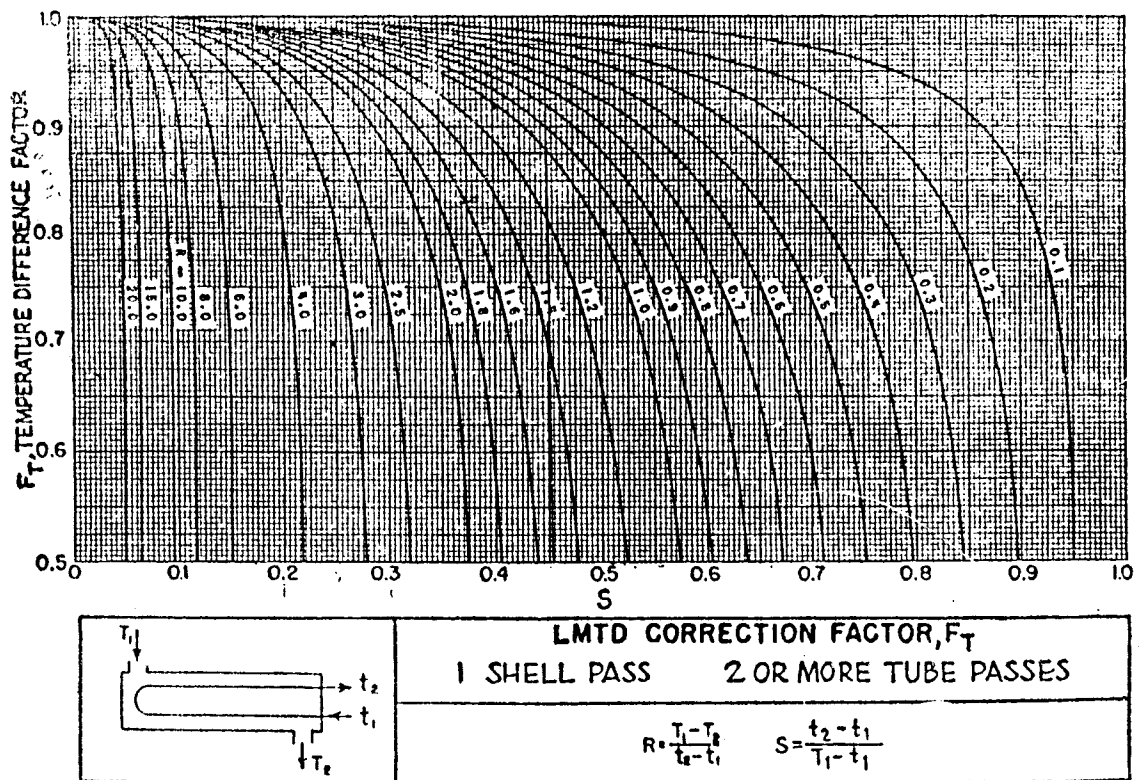
$$LMTD = \frac{(GTDD - LTDD)}{\ln\left(\frac{GTDD}{LTDD}\right)}$$

where GTDD = Greater Terminal Temperature Difference .
 LTDD = Lesser Terminal Temperature Difference .





Hubungan antara baffle cut dengan rasio diameter shell dan jarak sekat (baffle pitch).

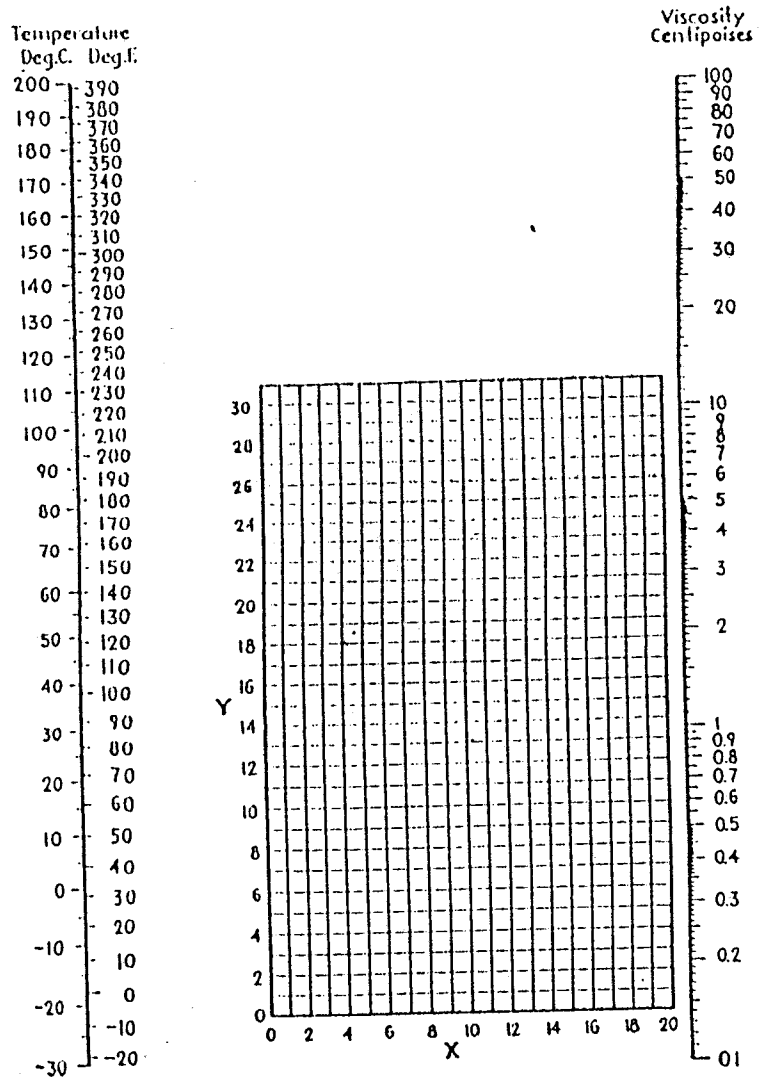


LMTD correction factors for 1-2 exchangers. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.)

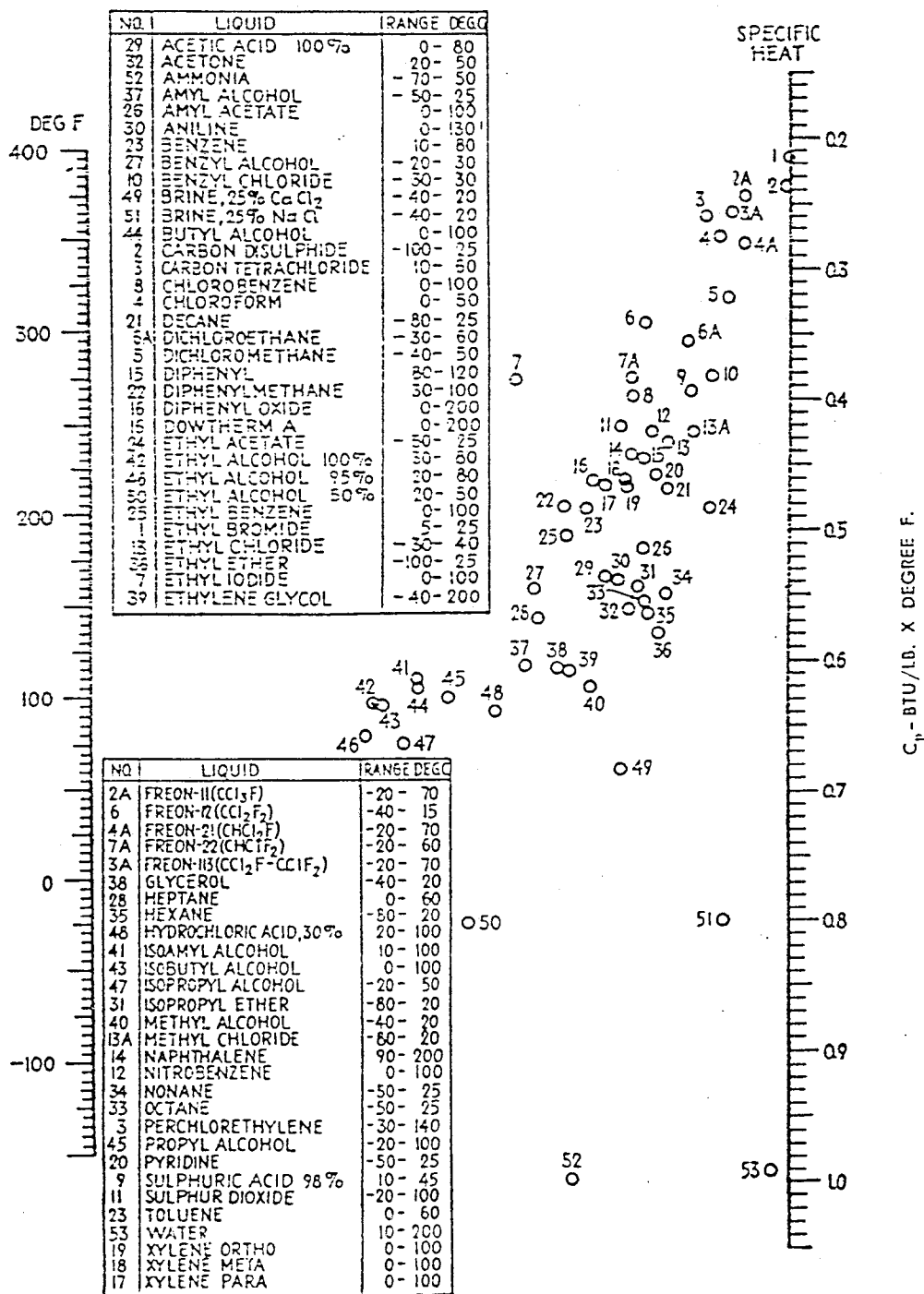
VISCOSITIES OF LIQUIDS*

Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.2	4.8	Freon-21	15.7	7.5
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Freon-22	17.2	4.7
Acetic acid, 70%	9.5	17.0	Freon-113	12.5	11.4
Acetic anhydride	12.7	12.8	Freon-114	14.6	8.3
Acetone, 100%	14.5	7.2	Glycerol, 100%	2.0	39.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Glycerol, 50%	6.9	19.6
Allyl alcohol	10.2	14.3	Heptane	14.1	8.4
Ammonia, 100%	12.6	2.0	Hexane	14.7	7.0
Ammonia, 26%	10.1	13.9	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	16.6
Amyl acetate	11.8	12.5	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Amyl alcohol	7.5	18.4	Isobutyric acid	12.2	14.4
Aniline	8.1	18.7	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Anisole	12.3	13.5	Mercury	18.4	16.4
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Methanol, 100%	12.4	10.5
Benzene	12.5	10.9	Methanol, 90%	12.3	11.8
Brine, CaCl ₂ , 25%	6.6	15.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.6	Methyl acetate	14.2	8.2
Bromine	14.2	13.2	Methyl chloride	15.0	3.8
Bromotoluene	20.0	15.9	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
n-Butane	15.3	3.3	Naphthalene	7.9	18.1
Isobutane	14.5	3.7	Nitric acid, 95%	12.8	13.8
Butyl acetate	12.3	11.0	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
Butyl alcohol	8.6	17.2	Nitrobenzene	10.6	16.2
Butyric acid	12.1	15.3	Nitrotoluene	11.0	17.0
Carbon dioxide	11.6	9.3	Octane	13.7	10.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Octyl alcohol	6.6	21.1
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Pentachloroethane	10.9	17.3
Chlorobenzene	12.3	12.4	Pentane	14.9	5.2
Chloroform	14.4	10.2	Phenol	6.9	20.8
Chlorosulfonic acid	11.2	15.1	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	Phosphorus trichloride	16.2	10.9
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Propane	15.3	1.0
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Propionic acid	12.8	13.8
Cresol, meta	2.5	20.5	Propyl alcohol	9.1	16.5
Cyclohexanol	2.9	23.3	Propyl bromide	14.5	9.6
Dibromoethane	12.7	15.8	Propyl chloride	14.4	7.5
Dichloroethane	13.2	12.2	Propyl iodide	14.1	11.6
Dichloromethane	14.6	8.9	Sodium	16.4	13.9
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Dimethyl oxalate	12.3	15.8	Stannic chloride	13.5	12.8
Diphenyl	12.0	18.5	Sulfur dioxide	15.2	7.1
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Ethyl acetate	13.7	9.1	Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	Sulfuric acid, 60%	10.2	21.3
Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.6	Tetrachloroethane	11.9	15.7
Ethyl benzene	13.2	11.5	Tetrachloroethylene	14.2	12.7
Ethyl bromide	14.5	8.1	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Ethyl chloride	14.8	6.0	Toluene	13.7	10.4
Ethyl ether	14.5	5.3	Trichloroethylene	14.8	10.5
Ethyl formate	14.2	8.4	Turpentine	11.5	14.9
Ethyl iodide	14.7	10.3	Vinyl acetate	14.0	8.8
Ethylene glycol	6.0	23.6	Water	10.2	13.0
Formic acid	10.7	15.8	Xylene, ortho	13.5	12.1
Freon-11	14.4	9.0	Xylene, meta	13.9	10.6
Freon-12	16.8	5.6	Xylene, para	13.9	10.9

VISCOSITIES OF LIQUIDS



SPECIFIC HEATS OF LIQUIDS



APPROXIMATE OVERALL DESIGN COEFFICIENTS
 Values include total dirt factors of 0.003 and allowable pressure drops of 5 to 10 psi on
 the controlling stream
 Coolers

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Water	Water	250-500§
Methanol	Water	250-500§
Ammonia	Water	250-500§
Aqueous solutions	Water	250-500§
Light organics*	Water	75-150
Medium organics†	Water	50-125
Heavy organics‡	Water	5-75
Gases	Water	2-50†
Water	Brine	100-200
Light organics	Brine	40-100

FOULING FACTORS

Temperature of heating medium.....	Up to 240°F		240-400°F†	
Temperature of water.....	125°F or less		Over 125°F	
Water	Water velocity, fps		Water velocity, fps	
	3 ft and less	Over 3 ft	3 ft and less	Over 3 ft
Sea water.....	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water.....	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower and artificial spray pond:				
Treated make-up.....	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated.....	0.003	0.003	0.005	0.004
City or well water (such as Great Lakes).....	0.001	0.001	0.002	0.002
Great Lakes.....	0.001	0.001	0.002	0.002
River water:				
Minimum.....	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill.....	0.003	0.002	0.004	0.003
East River and New York Bay.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Chicago sanitary canal.....	0.008	0.006	0.010	0.008
Muddy or silty.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (over 15 grains/gal).....	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine jacket.....	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled.....	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater.....	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler blowdown.....	0.002	0.002	0.002	0.002

HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA

Tube OD, in.	BWG	Wall thick- ness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in. ²	Surface per lin ft, ft ²		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
1¼	17	0.058	0.884	0.613	0.3271	0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
	8	0.165	0.920	0.665		0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.68
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
1½	15	0.072	1.11	0.960	0.3925	0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
	8	0.165	1.17	1.075		0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
1¾	13	0.095	1.31	1.35	0.3925	0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

TUBE-SHEET LAY OUT

D. 3/4-in OD tubes on 1-in triangular pitch

Shell ID		TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
mm	in	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
254	10	73	66	52	44	56	45	42	40	52	45	40
305	12	109	102	85	80	88	78	62	68	84	76	74
337	13 1/2	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	95
387	15 1/2	183	172	146	145	159	148	132	132	152	140	136
438	17 1/2	237	228	208	192	208	198	152	180	206	188	182
489	19 1/2	295	282	255	245	258	250	225	220	226	245	234
540	21 1/2	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
591	23 1/2	435	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
635	25	507	486	445	440	450	442	400	392	472	440	424
686	27	592	574	536	516	543	530	455	468	554	528	502
737	29	692	665	632	604	645	615	574	556	648	616	585
787	31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	685
838	33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	785
889	35	1023	1002	942	920	950	930	875	856	974	932	905
940	37	1155	1124	1055	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1005
991	39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146
1067	42	1503	1466	1404	1372	1409	1375	1314	1296	1434	1388	1350
1143	45	1726	1690	1622	1588	1635	1606	1536	1504	1652	1604	1560
1219	48	1964	1936	1870	1825	1887	1842	1765	1740	1894	1844	1794
1372	54	2519	2466	2350	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326
1524	60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2932	2800	3006	2944	2854
1676	66	3769	3722	3618	3576							
1829	72	4502	4445	4324	4280							
1981	78	5309	5252	5126	5068							
2134	84	6162	6108	5964	5900							
2286	90	7103	7040	6895	6800							
2438	96	8093	8026	7845	7796							
2743	108	10260	10206	9992	9940							
3048	120	12731	12648	12450	12336							

F. 1-in OD tubes on 1 1/2-in triangular pitch

Shell ID		TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
mm	in	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	27	26	8	12	15	14	8	12	14	12	6
254	10	42	40	34	24	33	25	16	18	25	24	24
305	12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
337	13 1/2	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
387	15 1/2	106	106	85	92	93	90	75	76	90	80	78
438	17 1/2	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
489	19 1/2	185	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
540	21 1/2	226	220	204	186	202	192	152	172	195	180	176
591	23 1/2	265	262	236	228	249	235	216	212	242	224	216
635	25	316	302	274	272	291	278	250	240	256	264	246
686	27	375	360	336	324	345	330	295	288	340	320	300
737	29	430	416	390	380	400	385	356	348	400	380	352
787	31	495	482	452	445	459	450	414	400	456	436	414
838	33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
889	35	645	622	586	576	596	584	545	536	596	572	548
940	37	729	712	662	648	672	665	626	608	665	636	614
991	39	805	792	744	732	756	736	704	692	745	728	700
1067	42	947	918	874	865	890	878	834	808	850	856	830
1143	45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1025	992	972
1219	48	1241	1220	1176	1145	1151	1162	1118	1092	1150	1136	1100
1372	54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1506	1468	1442
1524	60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1866	1840	1794
1676	66	2390	2352	2252	2260							
1829	72	2861	2825	2746	2706							
1981	78	3368	3324	3236	3216							
2134	84	3920	3882	3754	3736							
2286	90	4499	4456	4370	4328							
2438	96	5144	5104	4986	4936							
2743	108	6546	6494	6360	6300							
3048	120	8117	8035	7870	7812							